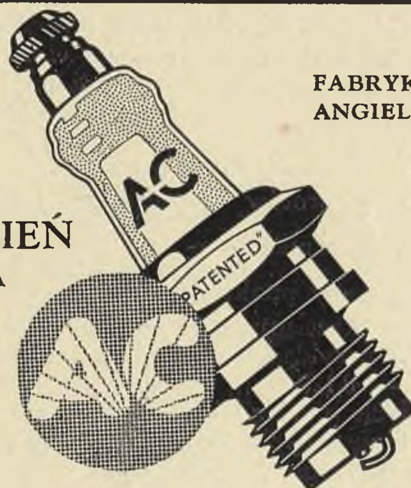
ROK 1. SIERPIEŃ Nr. 7

TECHNIKA SAMOCHODOWA

CZASOPISMO TECHNICZNE POŚWIĘCONE ZAGADNIENIOM BUDOWY SAMOCHODÓW, MOTOCYKLI, SILNIKÓW LOTNICZYCH I DZIEDZINOM POKREWNYM.

WYDAWCA: KOŁO SAMOCHODOWE PRZY STOWARZYSZENIU TECHNIKÓW POLSKICH W WARSZAWIE
REDAKTOR: Inż. K. STUDZIŃSKI.



TREŚĆ Nr. 7.

Inż. NAGY-PÁL SÁNDOR

O wykreślnych metodach obliczania nowoczesnej skrzynki biegów.

(Dokończenie)

Wykres NPS składa się zasadniczo z dwóch części: pod osią odciętych, na której naniesione są szybkości w km./g. znajduje się część kinetyczna, ponad nią zaś część dynamiczna. Szybkość i związaną z nią liczbę obrotów odtwarzamy na wykresie w następujący sposób: (rys. 2). Obliczamy szybkość samochodu przy 1000 obrotach silnika na zasadzie wzoru:

$$V\ (\text{klm/g}) = \frac{n.60}{1000.\lambda_v}\ 2\pi . R_v$$

w którym oznacza: n liczbę obrotów silnika, λ_v przekładnię tylnej osi, R_v promień koła napędowego.

Naprzykład obliczenie to wynosi dla 4 cyl. Tatry

$$V = \frac{1000 . 60}{1000 . 4{,}82}\ 2\pi . 0{,}335 = 26{,}3\ \text{klm/g.}$$

Punkt ten zaznaczamy na osi odciętych, która jest tem samem linją stałą biegu bezpośredniego (czwartego). Na osi rzędnych zaś wyznaczamy przy pomocy dowolnie obranej skali punkty odpowiadające przekładniom pozostałych biegów (oczywiście z każdorazowem uwzględnieniem przekładni dyferencjału), które otrzymujemy dzieląc liczbę obrotów napędzanego koła przez liczbę obrotów silnika: $\lambda = \frac{\text{n koła}}{\text{n silnika}}$. Oprócz tego wyznaczamy punkt zerowy 0.

Następnie przeciągamy przez te punkty (w podanym jako przykład samochodzie Tatra. $\lambda_I = 0{,}208$, $\lambda_{II} = 0{,}128$, $\lambda_{III} = 0{,}076$, $\lambda_{IV} = 0{,}046$) proste stałych przekładni równoległe go osi odciętych. Linje stałych obrotów występują w tym wykresie jako proste, wychodzące z punktu 0. Wyznaczanie ich jest bardzo proste przy użyciu następującego sposobu postępowania: dla prostej 1000 obrotów posiadamy dwa punkty, jeden na osi odciętych (26,3 klm/g), drugi zaś w początku spółrzędnych, możemy ją więc narysować. Następnie w dowolnem miejscu przeciągamy prostą równoległą do osi xx, przyczem dla ułatwienia sobie pracy obieramy ją tak, aby odległość między punktem przecięcia się jej z prostą 1000 obrotów, a punktem przecięcia się z osią y dała się przy pomocy zwykłej podziałki podzielić na 10 części.

Odmierzywszy teraz na tej skali liczby obrotów, łączymy odpowiednie punkty z punktem zerowym i otrzymujemy w ten sposób proste stałych obrotów dla każdej potrzebnej wielkości (np. 1000, 2000, 3000 i inne).

Powstała w ten sposób sieć linji daje nam dokładny obraz zależności każdej możliwej przekładni, liczby obrotów silnika oraz szybkości pojazdu, co pozwala na zbadanie stosunków kinetycznych w każdym żądanym punkcie.

Natomiast dynamiczna część wykresu NPS, znajdująca (rys. 4) się ponad osią odciętych, przedstawia nam siłę pociągową w zależności od szybkości wozu. Celowym jest pomiar sił mierzonych na obwodzie koła napędowego, odpowiadają one bowiem najlepiej realnym warunkom badania.

Siła pociągowa jest proporcjonalną do momentu obrotowego i oblicza się przy pomocy wzoru:

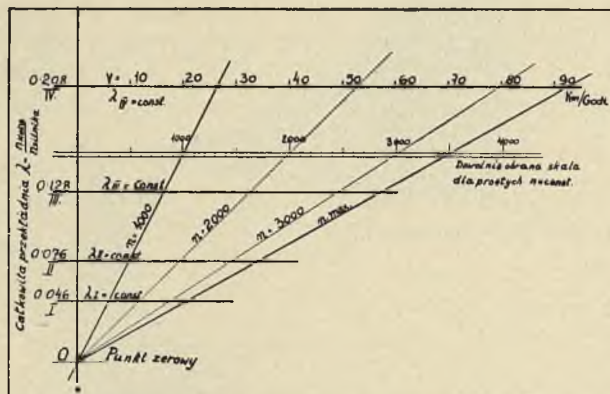
$Z_{IVi} = \frac{Md_i . \lambda_v . \eta}{R_v}$ przyczem oznacza: Z_{IVi} siłę pociągową na obwodnik koła napędzającego Mdi moment obrotowy, η sprawność przeniesienia, λ_v przekładnią dyferencjału i Rr. promień koła napędzającego. Dla innych przekładni wielkości te należy pomnożyć przez wielkość poszczególnych przekładni oraz ich sprawność. Otrzymamy więc: $Z_{xi} = \frac{Md_i . \lambda_v . \lambda_x . \eta . \eta_x}{R_v}$. Najprostszą metodą jest zestawienie nast. tabeli.

n silnik	N	Mdi	Z_{IVi}	Z_{IIIi}	Z_{IIi}	Z_{Ii}
Obr./min.	PS	mkg		$\lambda_{III} . \eta_{III} . Z_{IVi}$	$\lambda_{II} . \eta_{II} . Z_{IVi}$	$\lambda_I \eta_I Z_{IVi}$
400						
600						
800						
1000						
1200						

Przyjęte jest ogólnie obliczanie momentu obrotowego, nie na podstawie szybkości wozu, lecz na podstawie liczby obrotów silnika, to też i obliczone powyżej siły pociągowe będą się odnosić do liczby obrotów, co jednak nie przedstawia żadnej trudności przy konstruowaniu wykresu tych sił. Z punktów przecięcia się odpowiednich prostych n — const. z prostą czwartego biegu kreślimy proste równoległe do osi rzędnych i odmierzamy na nich odpowiednie siły pociągowe w dowolnej skali. Przy wykreślaniu sił pociągowych 3-go biegu wychodzimy z punktów przecięcia się prostych n=const. z linją 3-go biegu. Następnie zaś wykreślamy z powyższych punktów równoległe do osi rzędnych i odmierzamy na nich odpowiednie siły pociągowe od osi odciętych wzwyż, w tej samej skali co przy biegu 4-ym. Następnie wykreślamy w ten sam sposób krzywe sił pociągowych dla pozostałych przekładni.

W ten sposób (rys. 4) otrzymujemy 3 lub 4 leżące ponad sobą krzywe, podobne do wykresu momentu obrotowego. Przy obliczaniu sił pociągowych należy oczywiście przyjąć za podstawę ten wykres momentu przy którym silnik pracuje bez stukania.

Zarysy, otrzymanej w ten sposób części dynamicznej wykresu, dają nam dokładny obraz przebiegu sił w systemie przenośni samochodu (rys. 5). Im elastyczniejszym jest silnik i im bliżej siebie znajdują się wartości poszczególnych biegów, tem łagodniejszy przebieg posiadają kontury wykresu sił. Natomiast przy silniku nieelastycznym i przy dużych wewnętrznych wartościach przekładni zarysy przebiegać będą stopniami. O znaczeniu tego zjawiska mowa będzie jeszcze poniżej.



Rys. 2.

Jako siły bierne (rys. 6) występują opory jazdy, składające się, jak wiadomo, z 3-ch części z oporów tarcia, powietrza i wzniesień.

$$W_T = W_R + W_L + W_S$$

Opór tarcia W_R zależny jest od ciężaru wozu, stanu nawierzchni jezdni oraz od opon:

$$W_R = Q_T \cdot \mu$$

przyczem oznacza Q_T ciężar całkowity pojazdu, zaś ρ współczynnik tarcia tocz., określony eksperymentalnie.

Opór powietrza zależny jest od szybkości i kształtu pojazdu, wzrasta bowiem parabolicznie ze wzrostem szybkości. Dla wykresu NPS korzystnem jest zestawić opory tarcia i powietrza tak, aby równoważyły one efektywne (obliczone w tabelce) siły pociągowe mierzone na obwodzie koła przy najwyższej szybkości wozu na płaszczyźnie.

Najprzejrzyściej jest narysować odbicie lustrzane krzywej $W = W_R + W_L$ pod osią odciętych wyliczone zaś w tabelce siły pociągowe odmierzać od niej. Otrzymamy w ten sposób wykres sił leżący poniżej poprzedniego (rys. 7). Leżąca ponad osią xx część wykresu dynamicznego daje nam możność stwierdzenia wielkości sił rezerwowych, służących do przyśpieszania samochodu.

Opory wzniesień Ws przedstawiają się na wykresie NPS jako proste równoległe do osi odciętych, co można z łatwością stwierdzić. W praktyce wystarczy wyliczyć wartości Ws przy pełnem i przy połowicznem obciążeniu silnika i przeciągnąć odpowiednie proste. Jedną z głównych zalet wykresu NPS jest właśnie to, że, za wyjątkiem krzywych sił pociągowych i oporów jazdy, składa się on z samych prostych linij, skutkiem czego daje się on prędko i dokładnie zestawić, jeżeli tylko mamy do rozporządzenia wykres mocy. lub, lepiej jeszcze, momentu obrotowego.

Proporcjonalne do sił rezerwowych przyśpieszenie wozu jest funkcją stosunku pomiędzy masą samochodu a siłą rezerwową

$$a = R : \frac{Q_T}{g}$$

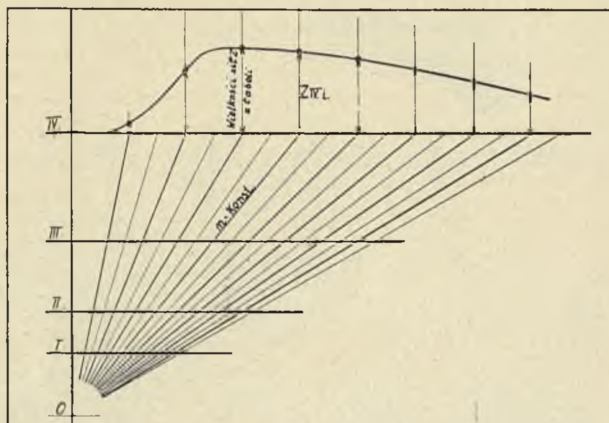
przyczem oznacza R siłę rezerwową, przyczem $R = Z_i - W$, Q_T ciężar wozu, zaś g przyśpieszenie ziemskie. Przy obliczaniu przyśpieszania należy wziąć pod uwagę, że pewna część siły rezerwowej zużywa się na przyśpieszenie części rotujących silnika (koło samochodowe, wały i t. d.). Matematycznie najprościej uchwycić to przez powiększenie masy wozu o 10 — 15%, zależnie od konstrukcji silnika i przeniesień. Otrzymamy więc:

$$a = \frac{R}{m + m_1} \text{ przyczem } m_1 = 0{,}1 - 0{,}15 \text{ m.}$$

Podziałka na górnej części osi rzędnych przedstawia nam wielkość sił. Możemy jednak również dobrze otrzymać na niej skalę przyśpieszeń na skutek nast. rozważania. Przyśpieszenie 1 m/sek² otrzymamy dla tych wartości, dla których $\frac{Z_i - W}{m + m_1} = 1$ to zn. $Z_i - W = m + m_1$.

Wartość ta daje na podziałce przyśpieszenie 1 m/sek². W celu zachowania przejrzystości wykresu należy obok podziałki sił nanieść osobną podziałkę przyśpieszeń lub nawet dwie: przyśpieszenie przy całkowitem, oraz przy połowicznem obciążeniu.

Celowem będzie zastanowić się dla orjentacji nad maxym. przyśpieszeniem, możliwem do osiągnięcia w samochodzie. Siła pociągowa ograniczona jest przez przyczepność opon i jezdni, oraz zależną od ciężaru przypadającego na koło napędowe wozu. Będzie więc Z max. $= Q_1 \mu$ gdzie Z max. oznacza najwyższą możliwą siłę, Q_1



Rys. 3.

obciążenie napędowych kół, μ współczynnik tarcia pomiędzy oponą a jezdnią. Przy samochodach osobowych wynosi Q_1 około 60% całkowitego ciężaru wozu otrzymamy więc:

$$Q_1 = 0{,}6\, Q_T$$

$$a = \frac{Z_i - W}{m + m_1}.$$

Dla samochodu, który dopiero co ruszył z miejsca znajdziemy

$$a = \frac{Z_i - W}{m + m_1} = \frac{\mu_1 Q_1 - \rho Q_T}{\frac{Q_T}{g} + 0,15 \frac{Q_T}{g}}$$

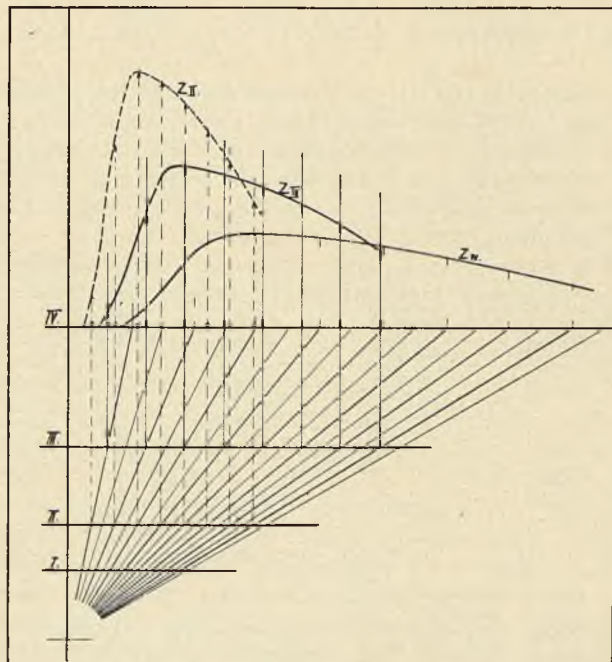
Jeżeli podstawimy przeciętne wartości praktyczne, to $Q_T = 970$ kg, $Q_1 = 0,6 \quad Q_T = 582$ kg: $\mu_1 = 0,75$ (asfalt) $\rho = 0,025$ (asfalt) to otrzymamy

$$a = \frac{0,75 \cdot 582 - 0,025 \cdot 910}{1,15 \cdot \frac{970}{9,81}} = 3,58 \text{ m/sek}^2$$

Wartość ta zmienia się nieco wraz ze zmianą μ_1 Q_1 oraz posiada drobne wahania, skutkiem zmienności ρ_n. Zmiany te nie odgrywają jednak dużej roli. W praktyce zbliża się przyśpieszenie do granicy tylko u silników wyścigowych, w normalnych zaś samochodach wynosi ono pomiędzy 1 — 1,5 m/sek^2.

Największa siła pociągowa potrzebna jest głównie do przezwyciężenia stromych wzniesień.

W powyżej opisanym wykresie posługiwano się umyślnie siłami pociągowemi zamiast mocą silnika.

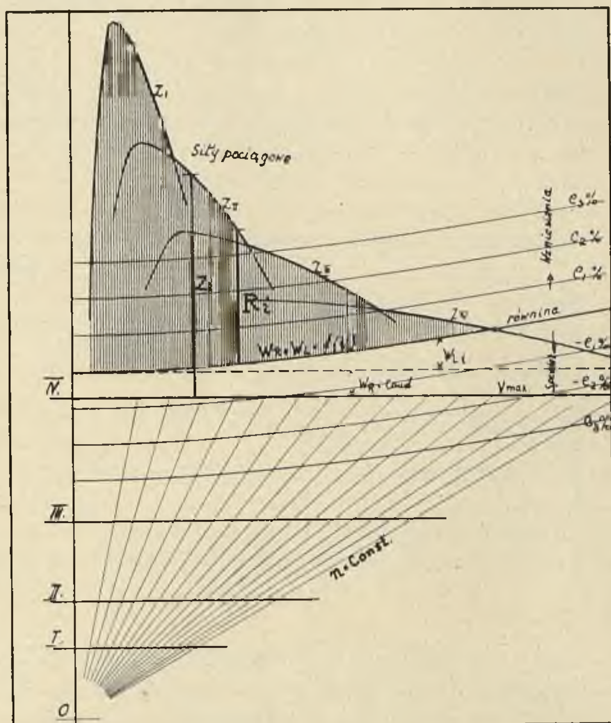


Rys. 4.

Albowiem siły pociągowe dadzą się dużo łatwiej skonstruować na wykresie niż moc, i dają oprócz tego znacznie bardziej charakterystyczne krzywe (rys. 8).

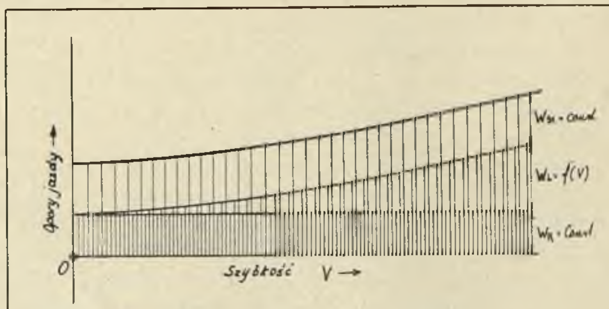
Kinetyczna (dolna) część wykresu pozwala na stwierdzenie możliwej osiągalnej szybkości samochodu przy uwzględnieniu max. liczby obrotów, oraz wskazuje liczbę obrotów silnika przy każdej szybkości na którymkolwiek z biegów, jak również każdorazową zmianę liczby obrotów w zależności od szybkości pojazdu.

Rys. 9 wykazuje proces przełączania biegów w punktach A, B i C. Ruszamy I biegiem, na którym rozpędzamy samochód aż do szybkości A, odpowiadającej liczbie obrotów n_2 na pierwszym biegu. Przełączanie z pierwszego biegu na drugi (odbywające się tak szybko, że pojazd nie traci szybkości) uwidocznia się na wykresie ponową prostą, dochodzącą do prostej II-go biegu. Widzimy, że liczba obrotów przy tej samej szybkości spada do n_1. Załączywszy drugi bieg rozpędzamy samochód aż do szybkości B, odpowiadającej liczbie obrotów n_2. Następnie przełączamy na trzeci bieg, przyczem liczba obrotów znowu spadnie do n_4. Czynności te powtarzamy aż do załączenia bezpośredniej (czwartej) przekładni. Przy przełączaniu więc biegów z mniejszego na większy spada liczba obrotów, aby następnie podnieść się przy akceleracji i ponownie opaść przy następnem przełączaniu. Możemy więc skonstruować przebiegający schodkowo wykres przełączania biegów (rys. 10).



Rys. 5.

W praktyce odbywać się może to przełączenie pomiędzy najniższą jeszcze możliwą a najwyższą dopuszczalną liczbą obrotów. Każdy jednak wprawny kierowca zmienia instynktownie biegi w innym punkcie.



Rys. 6.

Aby zbadać wymagane w praktyce warunki odszukujemy doświadczalnie punkty przy których wprawny kierowca przełącza biegi i nanosimy je na wykres.

Dynamiczna (górna) część wykresu daje nam równocześnie obraz zmiany sił pociągowych i przyśpieszeń w zależności od zmiany biegów. Jeżeli w punkcie A zmienimy pierwszą przekładnię na drugą, to siła pociągowa I spadnie nagle do siły pociągowej II, jak to na rys. 10 jest widoczne. Po przełączeniu biegu, stojąca do dyspozycji siła pociągowa jest daleko mniejszą, niż przed przełączeniem, co jednak w zupełności zadowala kierowcę. Przy dalszem rozpędzaniu wozu siła pociągowa II biegu wzrasta z powrotem bardzo szybko. Przy przełączeniu w punkcie B, a następnie w C cały przebieg się powtarza.

Rys. 7.

W ten sposób powstaje hyperboliczna krzywa XYZ, która daje obraz zmienności sił pociągowych w zależności od łączenia biegów. Widzimy też z niej, że dalsze rozpędzanie wozu na małym biegu jest nieracjonalne, albowiem siła pociągowa poszczególnych przekładni osiągnąwszy swe maximum, maleje, pomimo wzrostu obrotów.

Jeżeli jednak mamy silnik nieelastyczny (przebieg wykresu sił schodkowy), to należy rozpędzać wóz na pełnym gazie i przełączać bieg przy schodkowem przejściu sił pociągowych jednego biegu na drugi. W ten sposób bowiem otrzymamy największe siły pociągowe, których maxima leżą w tym wypadku przy najwyższej ilości obrotów poszczególnych przekładni. Typowym tego przykładem są silniki wyścigowe.

Przełączanie na wysokiej ilości obrotów powoduje szybkie zużycie silnika, aby go więc możliwie szanować, należy włączać biegi przy możliwie niskich obrotach. Wartością graniczną w praktyce będzie też najmniejsza ilość obrotów, która pozwoli po przełączeniu na wystarczające dalsze przyśpieszenie samochodu. Krzywe sił pociągowych wzrastają z początku gwałtownie, po osiągnięciu zaś swego maximum spadają z powrotem. Należy więc w celu najlepszego wyzyskania momentu obrotowego przełączać biegi przy szybkościach odpowiadających maksymalnym siłom pociągowym, w przeciwnym bowiem razie

Rys. 8.

te ostatnie opadają, obniżą moment, co grozi zdławieniem silnika.

Te wymagania określają ciasną dość granicę obrotów, przy której należy przełączać biegi, aby niepotrzebnie nie przeciążać silnika. To też w dobrze skonstruowanym samochodzie np. 4 cyl. Tatra należy przełączać biegi od najmniejszego do największego przy szybkościach około 8, 14 i 24 Klm/g, w wypadku zaś przełączania obrotowego 15,9,7 Klm/g. Kolejność łączenia I, II, III, IV odpowiada ∞ 1500 obrotom/min, zaś kolejność IV, III, II, I ∞ 600 obr/min. Zasięg liczby obrotów, przy której należy przełączać biegi przedstawiony jest na rys. 10 kreskowaną płaszczyzną w części kinetycznej. Okoliczność powyższa, na pozór niezrozumiała, daje się prosto wytłumaczyć i wyjaśnia nam dlaczego powinno się przy kolejności łączenia IV, III, II, I przekładać biegi przy mniejszych obrotach silnika.

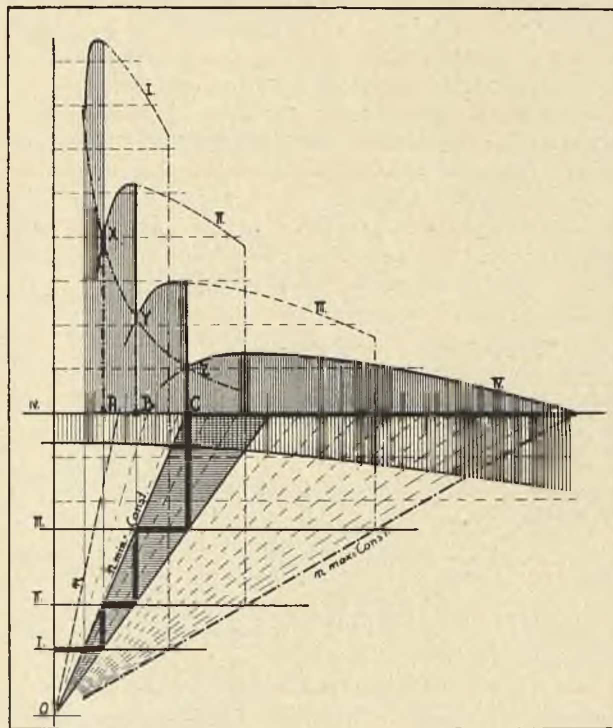
Wraz ze zmniejszeniem się szybkości wozu z powodu zwiększonych oporów jazdy, zmniejszają się obroty silnika do tej ilości, która jest koniecznie dla spokojnej pracy silnika potrzebną. Przy dobrej konstrukcji, istnieje jeszcze przy tych obrotach siła rezerwowa, pozwalająca na ewentualne przyspieszenie wozu.

Rys. 9.

Przy przełączeniu biegu na inny zwiększamy obroty silnika. Ilość tych obrotów zależna od wyżej wspomnianych najniższych obrotów przy których silnik jeszcze równo pracuje, oraz od wielkości biegu t. zn. że zależną ona jest też od konstrukcji przekładni.

Jeżeli wyznaczymy na wykresie szybkości zmiany biegów, według omówionych granic obrotów, to otrzymamy na odpowiednich siłach rezerwowych wspomniane już punkty X Y Z (rys. 10), których połączenie daje hyperboliczną krzywą.

Gdybyśmy więc mieli do dyspozycji skrzynkę biegów o nieskończonej ilości b. małych przekładni (skrzynka przekładniowa o ciernych tarczkach), to moglibyśmy zmieniać przekładnię w ten sposób, aby ilość obrotów silnika pozostawała jednakową przy zmiennych szybkościach wozu. Siły rezerwowe, które mielibyśmy w danym wypadku do dyspozycji, ograniczone są na wykresie przez powyższą hyperbolę.



Rys. 10.

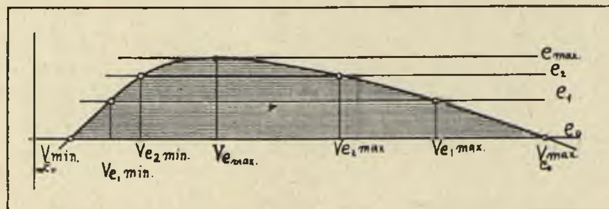
Jak już wspomniano, siły pociągowe są proporcjonalne do przyśpieszeń, które teraz należy rozpatrzeć. Dobrze skonstruowany pojazd daje na 1-szym biegu przyśpieszenie 3—4 m/sek^2, co leży nieco wyżej dopuszczalnej granicy i tłumaczy zdarzające się nieraz obracanie się kół w miejscu. 2-gi bieg posiada jeszcze dość duże przyśpieszenie od 1,3 — 1,6 m/sek.^{2}; natomiast 3 bieg daje już tylko około 0,9 m/sek.^{2}, a czwarty jeszcze mniej, bo 0,5 — 0,6 m/sek.^{2}. Z tego widocznem jest, że największe przyśpieszenie, potrzebne jest w chwili ruszania z miejsca, w miarę zaś wzrostu szybkości, zadowalamy się coraz to mniejszem przyśpieszeniem.

Przyczynami tego zjawiska są nie tylko czysto techniczne względy, jak związek pomiędzy obrotami silnika, szybkością wozu i siłami rezerwowemi, lecz także powody psychologiczne. Ogólnie bowiem wymaganem jest osiągnięcie możliwie szybko dużej szybkości, co powoduje gwałtowne przyśpieszenie, trwające dłuższy czas, wywołuje silne napięcie nerwowe, co ze swej strony u wielkiej ilości ludzi powoduje niemiłe skutki np. zawrót głowy.

Zjawiska te nikną zupełnie, gdy przyśpieszenie spada w miarę wzrostu szybkości. Pozatem przeważna ilość kierowców nie rozróżnia pojęcia szybkości i przyśpieszenia i jest zadowolona z osiąganych znacznych szybkości, tembardziej, że uwaga ich w miarę wzrostu tychże przenosi się na ruch uliczny i przestaje się przyśpieszeniem zajmować.

Dotychczas zajmowaliśmy się badaniami jazdy po poziomych drogach, teraz zaś musimy rozważyć jakie będzie zachowanie się wozu na wzniesieniach. Jak już powyżej zostało powiedziane, silnik pracujący przy wjeżdżaniu na wzniesienie, musi oprócz oporów jazdy posiadać siłę rezerwową, która by pozwoliła na przezwyciężenie oporów wzniesienia. Opory te występują w wykresie NPS, jako proste linje, przyczem linje wzniesień, umieszczone są nad, zaś linje spadków pod osią odciętych. W miarę wzrostu wzniesień lub spadków, odległość ich od osi xx zwiększa się (rys. 7).

Jeżeli jakikolwiek pojazd porusza się po poziomej drodze z największą szybkością Veomax (rys. 11), to znajduje on się w dynamicznej równowadze. Z chwilą, gdy natrafi na wzniesienie e_1 % równowaga ta zostanie zakłócona z powodu wzrostu oporów jazdy o wartości e_0 e_1. Skutkiem tego szybkość samochodu zacznie się zmniejszać, co z kolei wywoła wzrost sił pociągowych. Gdy zaś wzrost sił powyższych zrównoważy zwiększony opór jazdy, równowaga dynamiczna zostanie przywrócona, a samochód będzie się mógł poruszać z szybkością stałą Ve_1 max. W zależności od wzrostu wzniesień zmniejszać się będą szybkości maksymalne, aż w końcu otrzymamy takie wzniesienie e max $^0/_0$ przy którem nie będziemy mieli żadnych sił rezerwowych do dyspozycji. Prosta tego wzniesienia przebiegać więc będzie stycznie do krzywej sił pociągowych danej przekładni.



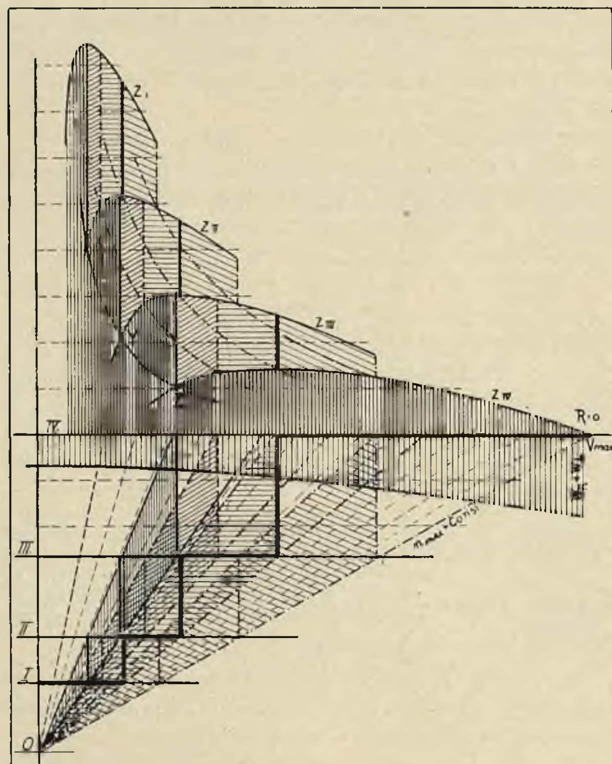
Rys. 11.

W normalnym wypadku prosta wzniesienia (e_1 e_2) przecina krzywą sił w dwóch punktach. Im silniejszem jest wzniesienie, tem bliżej siebie leżą te punkty, czyli tem ciaśniejszy jest zasięg szybkości, przy których silnik posiada jeszcze siły rezerwowe.

Oczywiście wskazanem jest nie poruszać się na szybkościach zbliżonych do dolnej granicy, lepiej bowiem jest zawczasu przełączyć mniejszy bieg i mieć do dyspozycji większą siłę rezerwową,

niż narażać silnik na nierównomierną pracę ze stukaniem lub narazić go na zdławienie.

Dużą rolę odgrywa tutaj wola kierowcy. Jeżeli chce on oszczędzić sobie zmiany przekładni, to pozwoli zmniejszyć się szybkości samochodu,



Rys. 12.

naturalnie teoretycznie tylko do szybkości Ve_0 max., praktycznie zaś zmuszony jest przełączyć bieg nieco wcześniej.

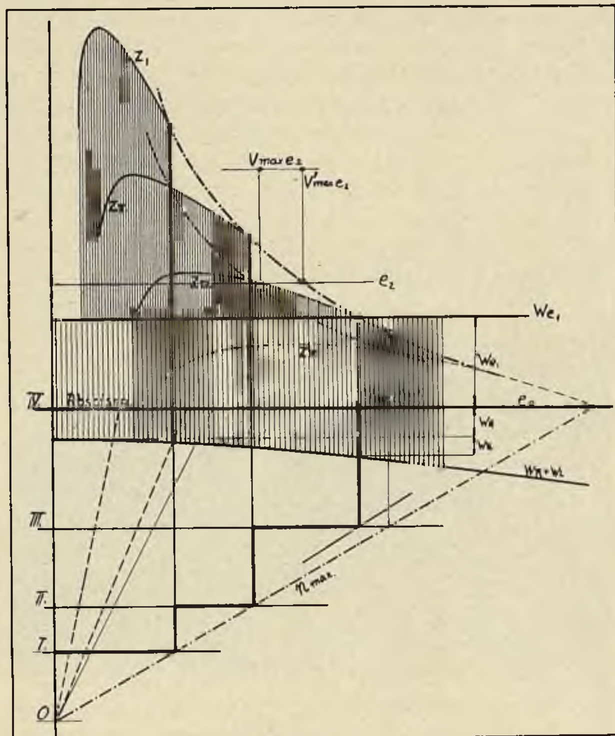
Skoro zaś kierowca zechce uzyskać na wzniesieniach możliwie duże szybkości, to będzie on szybko zmieniał przekładnię — mały bieg daje większą siłę pociągową — teoretycznie w miejscach, gdzie, przy elastycznym silniku i klasycznej przekładni, przecinać się będą krzywe sił pociągowych poszczególnych biegów, natomiast przy nieelastycznym silniku i przy przekładni o dużych stopniach, w miejscach, w których silnik pracuje na niższym biegu najwyższą liczbę obrotów.

Jeżeli w tym ostatnim wypadku wyznaczymy punkty zmian biegów i połączymy je z sobą dostaniemy również hyperbolę (rys. 7), która jednak będzie leżała wyżej niż poprzednia. Jest to najwyższa wogóle hyperbola łączenia, jaką możemy otrzymać.

Wyobraźmy sobie mechanizm zezwalający na zmianę biegów wzdłuż opisanej hyperboli. Skoro będzie on dawał się regulować tak, aby można było zmieniać przekładnię wzdłuż każdej krzywej hyperbolicznej, leżącej pomiędzy obydwoma opisanemi skrajnemi wypadkami, to pozwoli on nam rozpatrzeć problem przełączenia pod równemi kątami widzenia.

Jeżeli uzyskamy np. ustawienie, przy którem silnik będzie pracował w okolicy najwyższych sił rezerwowych, to osiągniemy zawsze duże szybkości wozu, a z chwilą zmniejszenia się tychże zmieni się chwilowa przekładnia na taką, która daje największe siły pociągowe, podczas istniejącej szybkości. Uzyskamy przytem najwyższe siły rezerwowe, a silnik pracować będzie mniejwięcej w zakresie $^2/_3$ dopuszczalnej ilości obrotów.

Z rys. 12 widzimy, że każdej możliwej hyperboli odpowiada określony zasięg obrotów, w strefie których należy przełączać przekładnie w celu uzyskania maximum sił pociągowych.



Rys 13.

Wykres na rys. 12 wykazuje, że w celu uzyskania największych możliwych szybkości na wzniesieniach, należy pozwolić na pracę silnika na pełnych obrotach, oczywiście w granicach narzuconych przez mechanizm skrzynki biegów.

Przy przekładni o kilku stopniach traci się możność wykorzystania maksymalnych szybkości, byłoby więc idealnem skonstruowanie bezstopniowej skrzynki biegów, jednak na innej zasadzie, niż dotychczas, albowiem dotychczasowe patenty i projekty są w praktyce nie do użycia. Istnieje też możliwość budowania wielostopniowej skrzynki przekładni (np. 5—7, 10 i t. d. stopni) co jednak nie opłaca się przez wzgląd na koszta produkcji i niewygodę łączenia.

Idealnym środkiem byłoby bez lub wielostopniowy automat, którego teoretyczny sposób działania przedstawia omawiany wykres NPS.

Inż. MICHAŁ BOHATYREW

O ślizgowcach wodnych z napędem śmigłowym.

Współczesny ślizgowiec wodny, jako aparat żeglugi szybkobieżnej, osiągnął swój wysoki poziom i popularność dzięki ulepszeniu silnika zaplecznego i zkonstruowaniu racjonalnego kadłuba.

Jest to jednak statek o charakterze wybitnie sportowym, nie mający prawie że zastosowania utylitarnego. Jego szybkości zasadnicze wahają się między 40 a 80 klm/godz., natomiast moc silników w granicach 10 — 35 KM. Ta mała moc silników przy wielkich szybkościach zmusza do stosowania karłowatych kadłubów. Tymczasem ślizgowiec użytkowy nie powinien przekraczać w naszych warunkach szybkości 50 klm/godz., przy przeciętnej — 30, a minimalnej 20 klm/godz.



Rys. 1.

Większość konstruktorów, tak zagranicznych, jak i krajowych, główny swój wysiłek skierowało na stworzenie przedewszystkiem maszyny sportowej, olśniewającej swoją szybkością, maszyny do ustalania rekordów. W tych wypadkach cel uświęca środki. Przedewszystkiem drogie i ciężkie kadłuby o wielkiej wytrzymałości, następnie potężne silniki - pożeracze benzyny, drogie i skomplikowane przenośnie łańcuchowe do śmigła. Typowemi przedstawicielami tego kierunku są ślizgowce „De Lamberta", budowane przed wojną jako maszyny wybitnie sportowe, w czasie wojny te same typy zostają przerobione na torpedowce rzeczne, i transportowce na Nilu i w Mezopotamji. Tam kwestja ekonomji nie odgrywała żadnej roli. Czasy jednak się zmieniły. Dziś musimy łączyć szybkość z ekonomją i pojemnością. Zadanie staje się trudniejsze, ale na widowni ukazują się wzory coraz ciekawsze, o sprawności coraz wyższej. Zasadniczą cechą tych maszyn jest: 1) małe zanurzenie statyczne, 2) stosunkowo mała moc silnika i 3) napęd śmigłowy.

Nim przyjdziemy do omówienia współczesnych zdobyczy i konstrukcji, pozwolimy sobie rzucić pobieżny pogląd na zasady działania sił na korpus statku w czasie ruchu i poszczególne zjawiska połączone z tym ruchem.

Wielkość i rozdział sił działających na kadłub statku poruszającego się w wodzie i wytwarzane wskutek tego opory, zależne są w głównej mierze od następujących czynników.

1) formy geometrycznej, wymiarów części pogrążonej i charakteru powierzchni;

2) ciężaru właściwego środowiska i spoistości cząstek;

3) ustosunkowania ruchu statku i wody.

Wyobrazimy sobie pewne ciało całkowicie pogrążone w wodzie i wprawione w ruch, (względnie — ciało nieruchome — płyn w ruchu, co dla istoty wyniku doświadczenia nie ma znaczenia).

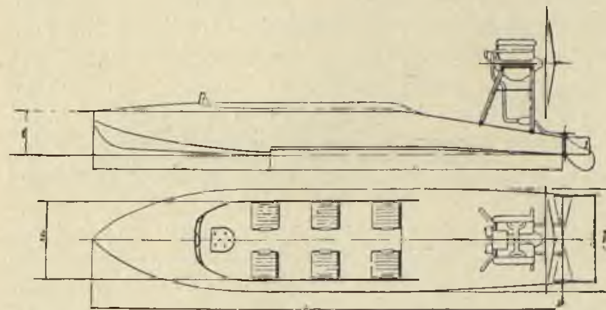
Chcąc sobie zdać sprawę z warunków w jakich ruch ten się odbywa, zbadamy zachowanie się płynu otaczającego. Widzimy wtedy że: cząstki cieczy przechodzące dalej od ciała pogrążonego, poruszają się równomiernie, po linjach równoległych. W miarę zaś zbliżenia się do ciała odpowiednio wykrzywiają się, wyprostowując się dopiero po ominięciu.

Linje te nazywamy linjami opływu. Prawidłowe linje opływu powstają tylko w pewnem oddaleniu od ciała pogrążonego, natomiast z przodu, boków i tyłu powstają liczne wiry i ruch płynu jest bardzo nieprawidłowy.

W podobny nieprawidłowy ruch wciągane bywają znaczniejsze masy wody, stwarzając smugę wirową za rufą (nurt — drogę).

Po bokach ciała, między jego powierzchnią a prawidłowemi linjami opływu powstaje tak samo warstwa wirów, zależna od stopnia chropowatości danej powierzchni.

Poprzednio przewidywaliśmy, iż ciało badane było całkowicie pogrążone w płynie, o ile część jego będzie wystawała ponad powierzchnię wody, to wszystkie wyżej opisane zjawiska skomplikują się znacznie.



Rys. 2.

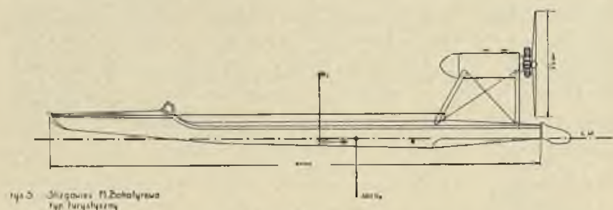
Przechodząc na konkretne badanie, zachowanie się kadłuba statku w czasie ruchu postępowego widzimy, że mamy do czynienia przedewszystkiem z następującemi oporami:

1) opór strumieniowo - wirowy, wskutek powstania zmniejszonego ciśnienia w tylnej części statku. Nazwiemy go inaczej oporem czołowym;

2) opór tarcia wskutek odkształcenia wody przy przejściu strumieni przy samej powierzchni kadłuba (lepkość płynu).

Ruch nadany tym warstwom wody pozostaje i po przejściu statku. Szybkość tych mas dochodzi do 10 — 15% szybkości statku a opór tarcia przedstawia średnio 70% całkowitego oporu.

Opór powietrza przy statkach szybkobieżnych odgrywa dosyć poważną rolę, naprzykład: przy szybkościach łodzi wyścigowych 90—100 klm/godz. opór dochodzi (przy bezwietrznej pogodzie do 250 kg.



Rys. 3

Po ustaleniu wszystkich wyżej określonych oporów otrzymujemy opór całkowity.

Dla przykładu weźmiemy morską kilową łódź motorową o wymiarach zasadniczych:

L = 15.00 m.
B = 3.00 m.
T = 0.90 m.
V = 22—ewent. 37 klm/godz. (14 mil—23 mili).

Widzimy wtedy, że dla szybkości:
22 klm./godz. opór całkowity będzie = 400 kg.
37 „ „ „ „ = 1862 kg.

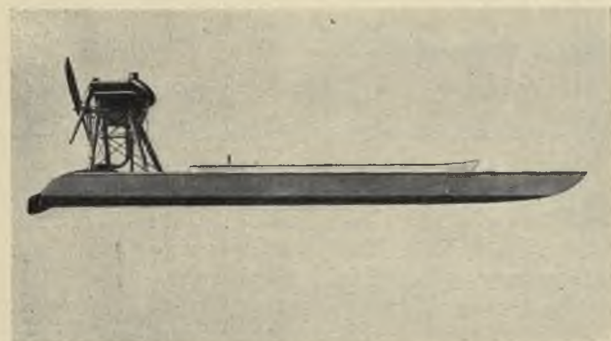
W tym — dla szybkości 22 klm/g.

opór	strumieniowy	= 132 kg.
„	tarcia	= 236 kg.
„	falowy	= 32 kg.

dla szybkości 37 klm/g.

opór	strumieniowy	= 368 kg.
„	tarcia	= 1200 kg.
„	falowy	= 294 kg.

Z powyższego możemy wywnioskować, iż dla zwyciężenia oporów powyższych musimy przedewszystkiem:



Rys. 4

a) uzyskać jak najmniejsze zagłębienie kadłuba,
b) powierzchnię zetknięcia wygładzić i
c) nadać mu najlepszą formę hydrodynamiczną.

Jakim sposobem możemy uzyskać zagłębienie najmniejsze?

Przedewszystkiem przez małe wartości $\frac{L}{B}$, znajdujące się w granicach 1 : 3 — 1 : 3,5.

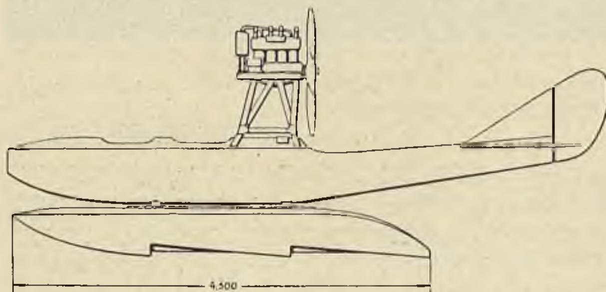
Następnie przez lekką budowę kadłuba. Szerokie zastosowanie w danym wypadku mają lekkie metale.

Nadając specjalne kształty dolnej części kadłuba osiągamy w mniejszym lub większym stopniu energję dynamiczną, wynurzającą kadłub prawie całkowicie z wody.

Zasadniczo, przy projektowaniu ślizgowca, musimy przyjąć w założeniu głębokość zanużenia statycznego w granicach 0,10 — 0,30 m., dynamicznego zaś od 0,05 do 0,15.

Celem uzyskania gładkiej powierzchni dna pokrywamy go warstwą odpowiedniego lakieru. Należy jednak pamiętać, że przy większych szybkościach lakier zostaje w krótkim czasie zniszczony i dno staje się chropowate. Najlepsze wyniki daje lakier nitro - cellulozowy, ale i on wymaga przynajmniej 2-krotnego odnowienia w ciągu sezonu. Powierzchnia dna metalowego dłużej pozostaje gładką, niż drewnianego.

Przechodząc z kolei do formy dna kadłuba, musimy przedewszystkiem stwierdzić, że dotychczas nie zostało wypowiedziane tu słowo ostateczne, jak i nieustalono jakichś reguł. Decyduje pod tym względem osobista intuicja i doświadczenie poszczególnych konstruktorów.



Rys. 5

Celem zorjentowania się jednak w najbardziej typowych rozwiązaniach, pozwolimy sobie ująć je w pewne ramki klasyfikacyjne, według formy kadłuba i dna.

1. **Wielokadłubowce złożone.** Typowym przedstawicielem tej grupy jest maszyna „De Lamberta“ (rys. 1). Każdy kabel hermetycznie zamknięty i przymocowany do górnej ramy (karoserji).

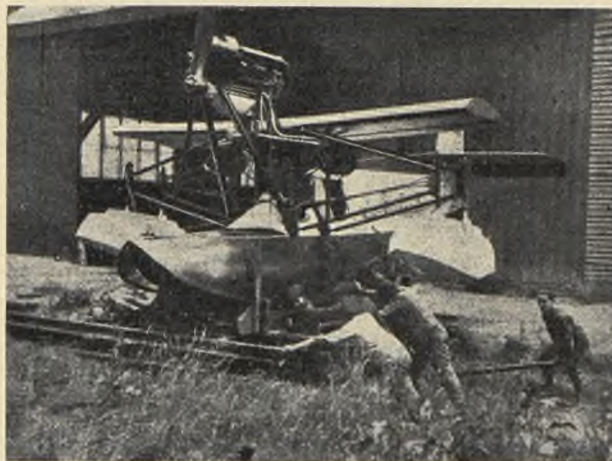
Charakterystyczny jest zmienny kąt natarcia płaszczyzn emersyjnych — 14⁰ dla wynurzania i 2⁰ dla ślizgania. Emersja następuje tylko przy bardzo wielkich szybkościach.

2. **Jednokadłubowce szczeblowe.** — Jest to najwięcej rozpowszechniony typ ślizgowca. Ilość szczebli waha się od 1 do 6. Najczęściej używa się obecnie 2 szczeble, przy tem drugi jest właściwie krawędzią rufy. Na rys. 2 i 3 widzimy charakterystycznych przedstawicieli tej grupy. Są to ślizgowce „Farmana“ 2 szczeblowe i autora niniejszego artykułu — 1 szczeblowiec.

Kadłuby powyższej formy odznaczają się lekkością, wielką wytrzymałością, dobrą emersją

i stosunkową taniością wykonania. Nie wolno jej stosować do ślizgowców obliczonych na ruch na wodach głębokich (morze, większe jeziora).

3. **Jednokadłubowce płaskie.** Są to ślizgowce bezszczeblowe, otrzymujące niezbędny dla emersji kąt natarcia przy pomocy przygłębienia rufy. Budował ją dla małych szybkości „Farman" (rys. 4). Obecnie została wycofana z użycia



Rys. 6.

tego rodzaju rozwiązanie konstrukcyjne może mieć pewne uzasadnienie. Specjalnie u ślizgowców sportowych. Na rys. 5 widzimy jedną z pierwotnych konstrukcyj tego typu.

Zupełnie specjalną i odmienną grupę tworzą ślizgowce zaopatrzone w płatowcowe płaszczyzny nośne (celem powiększenia emersji).

Jedną z najbardziej typowych maszyn widzimy na rys. 6. Jest to słynny „Oceanoplan" inż. Gasenki, specjalnie skonstruowany dla podróży morskich. Pierwszy ślizgowiec tego konstruktora („Puce de mer") miał śmigę umieszczoną z tyłu. Próba przebycia morza Śródziemnego z Marsylji do Afryki nie powiodła się wskutek rozbicia przez fale śmigła, natomiast skok przez La Manche w burzliwą pogodę udał się znakomicie.

Celem lepszego zorjentowania się w ogólnych danych technicznych najciekawszych ślizgowców śmigłowych krajowych i zagranicznych niżej przytaczamy odnośne zestawienie.

Wykaz ten nie jest pełny z powodu wielkich trudności, jakie nastręczają się przy wydobyciu charakterystyk technicznych od poszczególnych konstruktorów.

Kryzys prawie całkowicie zatamował postęp prac w kierunku udoskonalenia ślizgowca śmigłowego, ale bez wątpienia przyjdzie moment, kiedy piękna ta maszyna doczeka się należytego ujęcia konstrukcyjnego. Wszak nawet w dziedzinie czysto sportowej, ślizgowiec śmigłowy daje bez-

WYKAZ

ŚLIZGOWCÓW ŚMIGŁOWYCH ZAGRANICZNYCH I KRAJOWYCH

KONSTRUKTOR LUB WYTWÓRNIA	RODZAJ	TYP	WYMIARY METR.			WAGA KG.	ILOŚĆ PASAŻERÓW	MOC SILNIKA KM	SZYBKOŚĆ KIL/GODZ.	UWAGI	
			DŁUGOŚĆ	SZEROKOŚĆ	ZANURZENIE						
DE' LAMBERT	SZCZEBLOW. ZŁOŻONY	XI	7.30	3.00	–	1300	3	230	65		
	»	XII	8.00	3.80	–	2500	3	430	80		
	»	XV	11.00	6.00	–	4000	TOWAROWY	900	60		
	»	XVI	5.00	2.60	–	200	3	60	50		
DUMOND GALWIN	KADŁUBOWIEC SZCZEBLOWY	A	5.00	1.70	0.08	160	2	7	25		
	»	B	5.75	1.95	0.12	220	4	11	33		
	»	C	6.75	2.10	0.15	300	5	13	40		
	»	D	7.50	2.35	0.15	375	5	24	45		
	»	K	10.00	2.95	0.13	1500	15	100	40		
	»	P	12.50	4.00	0.20	2000	25	150	40		
	»	S	16.00	5.00	0.20	2700	30	250	40		
		O.B	7.50	1.80	0.15	600	6	22	30		ŚMIGA Z
		F.M.	10.50	2.80	0.15	1200	12	60	60–40	MERCEDES	PRZEKŁADNIĄ
		I.M.	14.00	3.30	0.17	2400	24	00	40	MAIBACH	ŁAŃCUCHOWĄ
H. FARMAN	KADŁUBOWIEC PŁASKI		6.00	1.20	0.35	150	5	110	20		
	»	COLONIAL	7.50	1.50	0.45	300	6	35	19		
	»	»	10.00	3.00	0.45	500	6	80	60		
	SZCZEBLOWY	DE LUX	9.60	3.00	»	1200	8	190	60		
	»	SPORT	10.00	3.00	»	900	12	450	140		
P. LEWASSEUR	»	TOURISM	?	?	0.10	?	3	10	22		
	»	SPORT	»	»	0.10	»	4	20	38		
M. BESSON	KADŁUBOWIEC ZE STEREM POWIETRZNYM	G.5	?	?	?	?	6	275	125		
	»	SPORT	–	–	–	–	4	300	140		
	»	MILITAIRE	–	–	–	–	3	275	140	KARABIN MASZYNOWY	
M. BOHATYREW	KADŁUB. JEDNOSZCZEBL.	TURYSTYCZNY	8.00	1.80	0.10	690	6	35	40		
	»	PATROL	5.00	1.60	0.08	130	3	18	25		
	KADŁUB. PŁYWAKOWY	SPORT	6.00	2.50	0.10	250	2	30	60	ŚMIGA CIĄGNĄCA	
CZ. KOŁODZIEJSKI	KADŁUB. JEDNOSZCZEBL.	SPORT	4.20	1.15	0.06	112	2	19	40	KADŁUB METALOWY DURALOWY	

4. **Pływakowe** — Kadłub niesie grupę silnikową i pasażerów. Na wodzie leżą specjalne pływaki. Dana koncepcja ma stosunkowo mało zwolenników, w niektórych wypadkach jednak

wego, ale bez wątpienia przyjdzie moment, kiedy piękna ta maszyna doczeka się należytego ujęcia konstrukcyjnego. Wszak nawet w dziedzinie czysto sportowej, ślizgowiec śmigłowy daje bez-

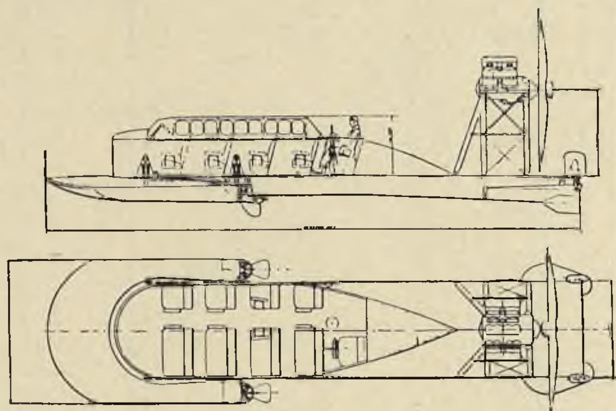
względną ekonomję. Porównajmy np. słynną „Miss Amerykę VII" Wooda, klinową, płaską motorówkę z silnikami 2000 KM. z Farmanem Super-Sport z silnikiem 550 KM. (rys. 7).

„Miss Ameryka" osiąga szybkość 149 klm/godz.

„Farman" osiąga szybkość 144 klm/godz.

Ta nadwyżka 5 kilometrów kosztowała 1450 KM. Cena trochę za wysoka!

Przechodząc z kolei do ustalenia wytycznych, sprzyjających dalszemu rozwojowi ślizgowców u nas, musimy przyjść do wniosku, że głównem i pierwszem zadaniem jest stworzenie odpowiedniego silnika.



Rys. 7.

Ani lotniczy, ani samochodowy, ani motocyklowy silnik dla ślizgowca nie nadają się. Przedewszystkiem, ze względu nie przystosowania do specyficznych warunków pracy.

Silnik ślizgowcowy, zdaniem naszem, powinien odpowiadać następującym wymaganiom zasadniczym:

1) chłodzenie powietrzne,
2) ilość obrotów 1200 — 1300 (reduktor),
3) ilość cylindrów 3—4 (układ gwiaździsty lub szeregowy),
4) starter elektryczny lub mechaniczny,
5) cena możliwie niska.
6) możliwie zastosowanie gazo - generatora, pracującego węglem drzewnym.

Skonstruowanie wspomnianego generatora, lekkiego i o małej pojemności przyczyni się do szerokiego zastosowania ślizgowców dla celów handlowych i turystycznych.

Powstają pytania, jaki jest zakres użytkowania ślizgowca śmigłowego i dlaczego ta maszyna do tej pory nie znalazła na rzekach naszych należytego uznania? Nim konkretnie odpowiemy na to zapytanie, musimy sobie jasno uprzytomnić, że wyjątkowo niski standard życiowy naszego społeczeństwa, specjalnie w latach ostatnich nie pozwala na snucie jakichś wniosków dotyczących pożyteczności tej lub innej nowości lub ulepszenia technicznego. Przedewszystkiem my nie mogliśmy sobie pozwolić, nietylko na ślizgowiec, ale nawet na zwykłą łódź wiosłową. To jedno, a po drugie sprawa wprowadzenia i popularyzacji ślizgowców nie była ujęta handlowo z zaangażowaniem większych kapitałów do sporządzenia prototypów kadłubów, silników i t. p.

Dziś żyjemy pod znakiem transportu wodnego. Jest to moment niezmiernie sprzyjający do kontynuowania prac konstrukcyjnych. Praca ta powinna iść w kierunku stworzenia, jak już mówiłem wyżej, przedewszystkiem odpowiedniego silnika, a następnie samych ślizgowców dla celów: 1) sportowych, 2) turystycznych, 3) wojskowych i 4) transportowych.

Inż. JÓZEF GOMBIŃSKI

Wpływ prostowania na zimno stalowych części silników na ich udarność.

Niejednokrotnie zachodzi potrzeba prostowania części stalowych w różnych fazach obróbki, bądź po obróbce termicznej, która spowować może, w zależności od rodzaju obróbki, i tworzywa oraz formy danej części większe lub mniejsze wygięcia, bądź też na montażu. Skutkiem wynikającej stąd konieczności prostowania, zachodzą zmiany kruchości stali, wyrażające się zmniejszeniem udarności.

Najwyższe wartości udarności mamy przy temperaturze pokojowej (rys. 1). Krzywa tej samej stali, pod wpływem odkształcenia na zimno, przesuwa się w kierunku temperatur wyższych, skutkiem czego przy temperaturach niższych mamy znacznie zwiększoną kruchość tworzywa. Jest to kruchość starzenia. Gdy starzenie ma miejsce po odkształceniach, po których następują okresy odpoczynkowe i przy temperaturze nie wyżej 40° C, to nazywamy je starzeniem naturalnem. Gdy zaś po odkształceniu część jest podgrzewana, to starzenie następuje szybko i zwie się sztucznem (sezonowanie). Dla stali wystarcza pod-

	C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	Rr	A	Uo	Br
1° Stal Cr-Ni-Mo	0,30	0,40	0,25	0,75	3,25	0,55	110	12	14	330
2° Stal Cr-Ni	0,35	0,55	0,30	0,75	3,00	—	100	13	16	285
Hartowanie 840°C, olej. Odpuszczanie 630°C, powietrze.										

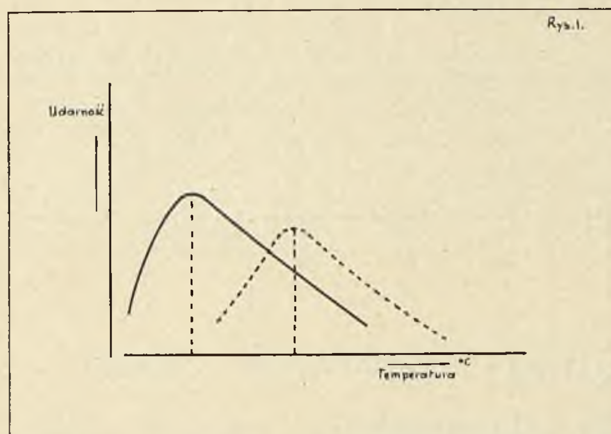
grzewanie przez kilka godzin w temperaturze 100 — 200° C, aby wywołać sztuczne starzenie.

Celem poniżej opisanych prób było ustalenie wpływu, jaki ma prostowanie części silników lotniczych i samochodowych, wykonanych ze stali Cr - Ni - Mo (wał korbowy, korbowód) oraz Cr - Ni (wałki, koła zębate i t. p.) Stale te miały skład chemiczny i własności mechaniczne jak na tabelce.

Próby dokonane zostały na próbkach typu Mesnager dwiema metodami. Pierwsza polegała na uderzaniu próbki, przyczem odkształcenie określane było przez pracę, pochłoniętą przy uderzeniu. Na wykresie (rys. 2) mamy na osi odciętych wartości odkształceń, na osi rzędnych odnośne wartości udarności. Oznaczając przez Uo— udarność pierwotną, przez L — odkształcenie, przez U — udarność po odkształceniu, otrzymujemy:

$$\text{odcięte} = \frac{L}{U_0} \cdot 100\% \qquad \text{rzędne} = \frac{U}{U_0} \cdot 100\%.$$

Jak widać z wykresu, obniżenie udarności jest dość wydatne. Szczególnie czułą, nawet na



Rys. 1.

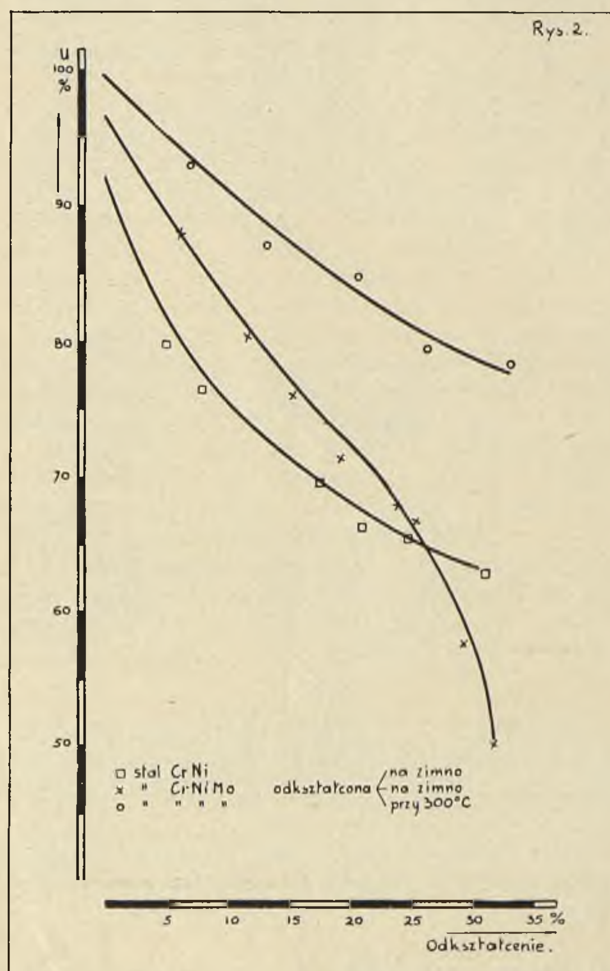
dość drobne odkształcenia, okazuje się stal CrNiMo. Ta sama stal jednak, prostowana przy temperaturze 300° C, wykazuje znacznie mniejszy spadek udarności.

Druga metoda polegała na odkształcaniu przez ugięcie. Oznaczając przez f strzałkę ugięcia i wyrażając ją jako część x długości l, mamy:

$$\text{odcięte } f = \frac{l}{x} \qquad \text{rzędne} = \frac{U}{U_0} \cdot 100\%.$$

Ta druga metoda ma tę zaletę, że jest bardziej zbliżona do warunków, w jakich znajdować się będzie część silnika, prostowana w prasie. Rezultaty przedstawione są na wykresie (rys. 3). Możemy wykreślić również nomogram, w którym dla znanej długości części, dla danego tworzywa oraz dla stwierdzonej strzałki ugięcia, odczytać możemy bezpośrednio procentową wartość udarności w stosunku do udarności pierwotnej. Wiemy bowiem, że:

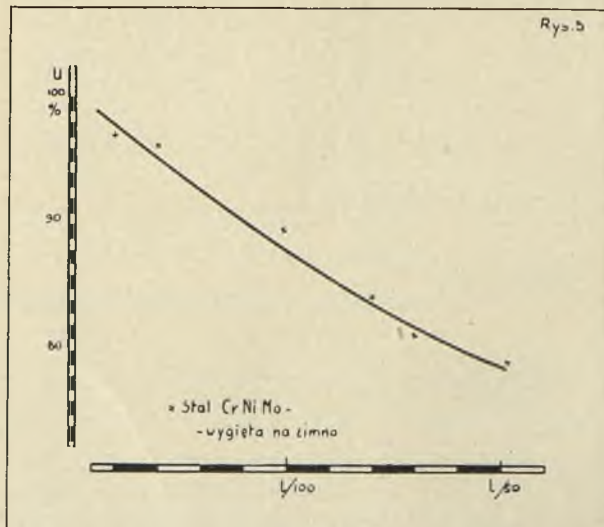
$$f = \frac{P\,l^3}{48\ I\ E} = \frac{P\,l}{4} \cdot \frac{l^2}{12\ I\ E} \quad . \ . \ . \quad (1)$$



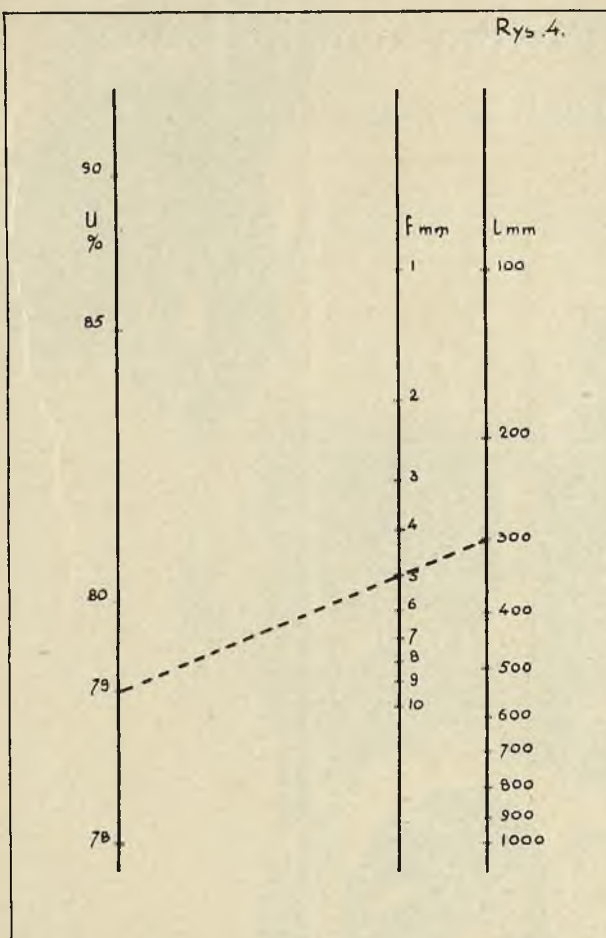
Rys. 2.

Dla naszego wypadku (belka oparta na końcach i obciążona pośrodku) mamy:

$$M_{max} = \frac{P\,l}{4} = \sigma \cdot \frac{I}{y} \quad . \ . \ . \ . \ . \quad (2)$$



Rys. 3.



Rys. 4.

podstawiając tę wartość w równanie (1) mamy.

$$f = \sigma \frac{I}{y} \cdot \frac{l^2}{12\, I\, E} = \sigma \frac{l^2}{12\, y\, E} \quad . \; . \quad (3)$$

a więc:

$$f = \frac{l}{x} = \sigma \frac{l^2}{12\; y\; E} \quad . \; . \; . \; . \quad (4)$$

czyli dla każdej wartości σ mamy jedną tylko wartość stosunku $\frac{l}{x}$, co na przykładzie wyraża się następująco:

Korbowód l = 300 mm; ugięcie f = 5 mm. Z równania (4) mamy:

$$f = \frac{l}{x} = 5; \; 5 = \frac{300}{x}; \; x = 60.$$

Z wykresu odczytujemy dla f/60 udarność po odkształceniu 79% udarności pierwotnej. Na nomogramie (rys. 4) wynik otrzymujemy bezpośrednio dla wartości l = 300 i f = 5

Jak widzimy odkształcenie na zimno powoduje dość znaczne zwiększenie kruchości tworzywa, zmniejszając tem samem jego wytrzymałość zmęczeniową. Niedopuszczalne więc prostowanie na zimno zastąpić należy w powyższych wypadkach przez prostowanie uprzednio podgrzanych części, tembardziej, iż wystarcza względnie niska temperatura, aby uniknąć szkodliwego starzenia.

Uzupełnienie przez E. S. Taylora teorji detonacji Ricarda i usunięcie zawartych w niej sprzeczności

Ostatnie prace Withrov'a i Boyd'a oraz Schnaufera wykazały, że detonacji towarzyszy reakcja tej części mieszanki, która spala się ostatnia. Należy przypuszczać, że szybkość z jaką porusza się sfera tej reakcji jest zbyt wielka, ażeby można ją było przypisać przenoszeniu się energji cieplnej przez przewodnictwo, jak to ma miejsce przy normalnym procesie spalania. Powyższe studja, uzupełnione przez doświadczenia, przeprowadzone przez Laboratorjum silników lotniczych Uniwersytetu w Massachussets, pozwalają na nowe sformułowanie teorji detonacji, która zdaje się pozwoli usunąć dotychczasowe sprzeczności.

Teorja Ricarda, sprowadzająca zjawisko detonacji do samozapalenia ostatniej części mieszanki, została porzucona, gdyż nie dawała wytłumaczenia, dlaczego ugrupowanie paliw pod względem ich własności detonacyjnych nie odpowiada ich uszeregowaniu według temperatur samozapalania.

Z prób, przeprowadzonych w Laboratorjum wynika, że detonacja jest tem ostrzejsza, im bardziej obniża się ilość obrotów silnika. W tych warunkach szybkość posuwu płomienia jest prawie proporcjonalna do ilości obrotów. Znanem jest, że w cylindrze, wyposażonym w dwie świece, leżące naprzeciw siebie detonacja wzmaga się, gdy jedna ze świec nie działa. Znanym jest również wpływ wirowania na przyśpieszenie posuwu płomienia i zmniejszanie się detonacji. Te fakty prowadzą do konkluzji, że w procesie detonacji uwzględnić należy czynnik czasu. Tizard i Pye stwierdzili, że między momentem osiągnięcia temperatury samozapalania i odpowiedniego ciśnienia, a zapaleniem mamy odstęp czasu (opóźnienie), któremu towarzyszy spadek ciśnienia w komorze. Tizard i Pye tłumaczą spadek ciśnienia ochłodzeniem przez ścianki cylindra, dzięki różnicy temperatur między ściankami a środkową częścią mieszanki, przypuszczając, że konieczne jest podniesienie temperatury tej części mieszanki, zanim nastąpi zapalenie. Logiczniejsze jednak byłoby przypuszczać, że zapalenie następuje dopiero wtedy, gdy odpowiednia temperatura utrzymuje się przez pewien okres czasu. Doświadczenia Tizarda i Pye wykazały, że opóźnienie zmniejsza się przy wzrastającej temperaturze sprężania, zaś może dochodzić do $\frac{3}{1}$ sekundy. Przyjmując, że wykładnik sprężania jest $n = 1{,}3$, a stopień sprężania 3,75, możemy obliczyć, że w warunkach normalnych osiąga się w silniku temperaturę samozapalenia heptanu. Ponieważ jednak wiemy, że przy takiem sprężaniu heptan nie detonuje, to da się to wytłumaczyć jedynie przez opóźnienie samozapalenia, dzięki czemu detonacja nie następuje, jakkolwiek temperatura ostatniej części mieszanki jest wyższa od temperatury samozapalenia. W międzyczasie bowiem płomień przesuwający się od świecy w kierunku ostatniej części mieszanki dochodzi do niej, spalając ją zupełnie.

Możemy więc ustalić, co się dzieje z ostatnią częścią mieszanki: zostaje ona sprężona najpierw pod działaniem tłoka, a następnie pod łącznem działaniem tłoka i spalających się części mieszanki, aż do punktu powyżej temperatury samozapalania. Detonacja zależy wówczas od 1-o temperatury samozapalania, 2-o opóźnienia, charakterystycznego dla danego paliwa. O ile ostatnia część mieszanki utrzymywana jest w temperaturze samozapalania lub wyższej przez dostatecznie długi przeciąg czasu, to detonacja nastąpi, w przeciwnym zaś razie płomień zdąży dotrzeć do niej i spalenie odbędzie się bez detonacji.

Natężenie detonacji zależy od dwóch czynników: 1-o szybkości wzrostu ciśnienia podczas detonacji i 2-o wielkości wzrostu ciśnienia. Pomiary obu czynników, dokonywane przy pomocy bouncing pin (skaczącej iglicy) Midgely'ego, termoelementu i aparatu akustycznego, nie pozwalają naturalnie na określenie ich w jednostkach, tembardziej, że jedne pomiary opierają się raczej na szybkości, inne zaś na wielkości wzrostu ciśnienia. Koniecznem staje się wprowadzenie nowych przyrządów pomiarowych, przyczem pamiętać należy, że podczas gdy w silniku samochodowym detonacja jest przykra, przedewszystkiem ze względu na jej działanie akustyczne, to w silniku lotniczym przedewszystkiem ważne jest szkodliwe działanie na silnik.

O ile powyżej rozwinięta hipoteza jest słuszna, to musi być możliwem otrzymanie jednakowej detonacji w paliwie o nizkiej temperaturze samozapalania i dużem opóźnieniu, jak o wysokiej temperaturze samozapalania i krótszem opóźnieniu. Oczywiście odnosi się to do pewnych specjalnych warunków pracy silnika; np.: podniesienie ilości obrotów wyrazi się u obu paliw zmniejszeniem samozapalającej się części mieszanki; lecz różnica ilościowa będzie większa dla paliwa o większem opóźnieniu.

Gdy paliwo ma wysoką temperaturę samozapalenia i małe opóźnienie w porównaniu z oktano - heptanem, który jest równoważny dla danego paliwa przy nizkich obrotach, to można przewidzieć, że detonacja tego paliwa będzie mniej podlegała wpływom zmian obrotów, aniżeli deto-

(c. d. na str. 228)

Mobiloil

Tylko cienka błonka — a mimo to pancerz!

Całkiem cieniuteńka warstewka oleju działa jak elastyczny bufor pomiędzy tłokiem a cylindrem. Trudno uwierzyć, by ta cieniutka, delikatna ca 1/1000 mm warstewka oleju mogła spełnić swe zadanie — a jednak musi być ona odporna na wielką ilość obrotów, olbrzymie ciśnienie i wysokie temperatury!

Czy olej do tego się nadaje, nie można ocenić z czysto zewnętrznych cech. Decydującą jest wewnętrzna struktura oleju. Jedno jednak jest dowiedzione: zły olej załamie się podobnie jak dom źle zbudowany. Precz z t. zw. „tanim" olejem niepewnego pochodzenia i wątpliwej jakości! Używaj GARGOYLE MOBILOIL z plombowanych blaszanek! Temsamem zapewnisz tłokowi konieczne opancerzenie oraz zabezpieczysz żywot maszyny! Za jakość GARGOYLE MOBILOIL ręczy sława światowej firmy, jaką jest Vacuum Oil Company.

Zważajcie na nieuszkodzoną plombę!



Gargoyle Mobiloil

ZASTRZ. MARKA OCHRONNA

VACUUM OIL COMPANY S. A.

CZECHOWICE-WARSZAWA

DZIAŁ LOTNICZY

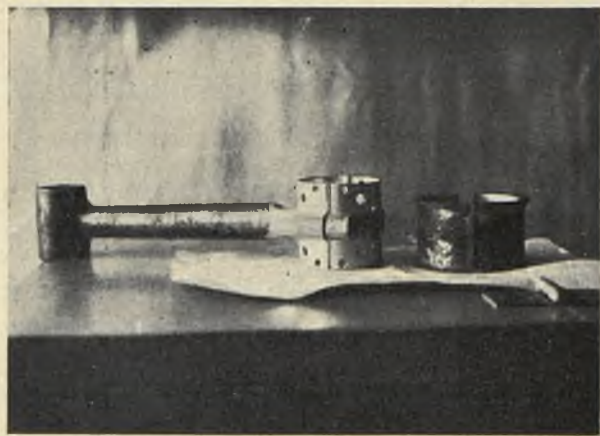
Inż. kpt. ALEKSANDER SIPOWICZ

Wylewanie pod ciśnieniem panewek silników lotniczych

Jedną z najtrudniejszych operacji przy remoncie szybkobieżnych silników spalinowych, lotniczych czy też samochodowych, jest wylewanie panewek białym metalem. Źle wylana panewka może wykazywać następujące wady:

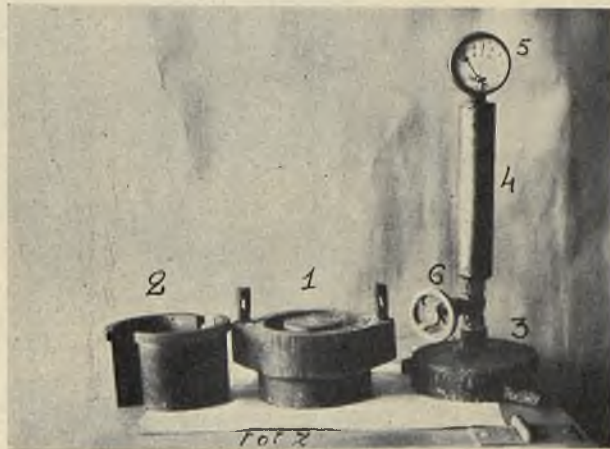
1. Warstwa białego metalu nie jest złączona z powierzchnią panewki. Wada ta przejawia się przy opukiwaniu panewki wylanej, przyczem odstająca warstwa białego metalu powoduje przy opukiwaniu głuchy dźwięk. Dobrze złączona warstwa stopu ze szkieletem panewki wydaje pod uderzeniem młoteczka czysty ładny dźwięk.
2. Pęcherze i zanieczyszczenie wewnątrz warstwy białego metalu, ujawniające się zwykle przy obróbce.
3. Przegrzanie metalu podczas odlewu, na skutek czego następuje utlenienie się powierzchni kryształów. To ostatnie zjawisko na tyle osłabia spoistość metalu, iż podczas pracy następuje coraz bardziej potęgujące sę odrywanie cząsteczek metalu od panewki i formalne mielenie tych cząsteczek między panewką i wałem. Rzecz oczywista, iż łożysko zostaje zniszczone w czasie nieprawdopodobnie krótkim.

Jeżeli wady trzeciej przy zachowaniu pewnych środków ostrożności można z łatwością uniknąć, to pierwsze dwie zdarzają się bardzo często. Francuskie fabryki silników lotniczych wprowadziły na skutek tego metodę odlewu t. zw. centryfugalnego. Istotę tej metody stanowi szczelna forma odlewnicza, umocowana w uchwycie tokarki. Po zalaniu i uszczelnieniu formy z panewką wprowadza się całość w ruch wirowy dookoła osi panewki. Na skutek siły odśrodkowej biały metal zostaje przyciśnięty do powierzchni panewki zaś ewentualne pęcherzyki powietrza wyciśnięte zostają na zewnątrz warstwy.



Fot. 1.

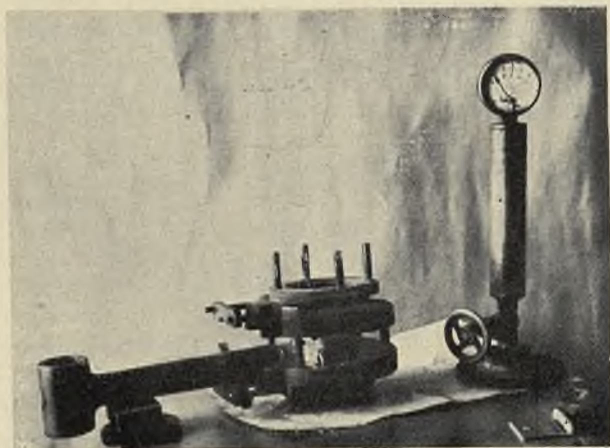
Łatwo możemy wyliczyć, iż nawet przy bardzo szybkich obrotach np. 1000 obr/min. docisk ten nie jest zbyt wielki. Biorąc np. docisk na 1 cm.^{2} powierzchni panewki, pokrytej 5 mm warstwą białego metalu o ciężarze właściwym 0,8 gr. na cm.^{3} w odległości 3 cm. od osi obrotu znajdziemy, że wielkość docisku nie przekracza 0,12 kg., czyli ciśnienie wynosi zaledwie około 1/8 atmosfery. Wprawdzie już tak małe ciśnienie wystarczy dla usunięcia pęcherzyków i zabezpieczenie dolegania płynnego metalu do panewki, jednak skomplikowane urządzenie podraża, a dla mniejszych warsztatów wogóle uniemożliwia stosowanie tej metody. Autor opracował metodę odlewania łożysk pod znacznie większym ciśnieniem statycznym sprężonego powietrza. Zasadniczą cechą tej metody jest odlewanie panewek w formie zamkniętej, zaopatrzonej w szczelną pokrywkę. Na pokrywce znajduje się zbiorniczek sprężonego do ca. 8—10 atm. powietrza, połączony przez zawór odcinający i kanalik ze spodem pokrywki. Otóż po dokonanym odlewie, forma zostaje nakryta tą pokrywką z podłożoną uszczelką azbestową i uszczelniona przez dociśnięcie połączenia klinowego. Otwarcie zaworu sprężonego powietrza powoduje tak duży nacisk na warstwę płynnego metalu, iż znajdujące się ewentualnie pęcherzyki gazu w płynnym metalu zostają z niego całkowicie wyciśnięte, i zapewniona zostaje całkowita przylgnia stopu do powierzchni panewki. Natychmiast po otwarciu sprężonego powietrza formę studzi się od dołu wodą celem uzyskania lepszej (drobniejszej) krystalizacji. Metoda ta daje doskonałe wyniki nawet przy najtrudniejszym wylewaniu, jakiem jest bezpośrednie (bez panewek) wylewanie obustronne stalowej głowicy korbowodu, silników dwuszeregowych V. Załączone fotografje i rysunki przedstawiają typowe wypadki wylewania. Fotografja 1-sza przedstawia dwa różne elementy do wylania. Z lewej



Fot. 2.

strony widzimy korbowód siln. Hispano Suiza 180 KM, głowicę którego wylewa się bezpośrednio białym metalem z obu stron. Na prawo widzimy zwykłą panewkę dwudzielną wylewaną tylko od zewnątrz.

Fotografja 2-ga przedstawia właśnie przyrząd do wylewania takiej zwykłej panewki dwudzielnej. Przyrząd ten składa się z następujących części zasadniczych; właściwej formy odlewniczej (1), łubków żelaznych (2), obchwytujących po-



Fot. 3.

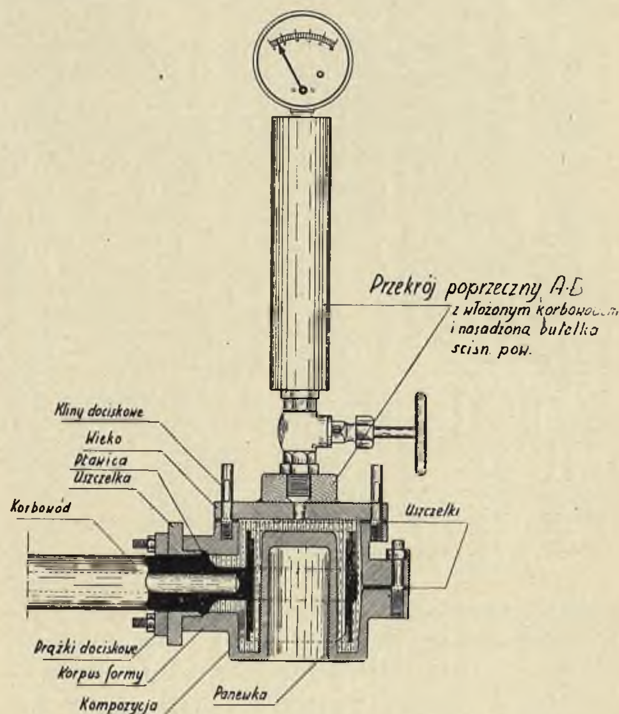
łówki wylewanej panewki pokrywki (3), wraz ze zbiorniczkiem (4) sprężonego powietrza i manometrem (5). Zbiorniczek (4) łączy się ze spodem pokrywki (3) przez zawór odcinający (6) i odpowiedni kanalik w pokrywce. Pokrywa posiada widoczne na fotografji uszy zakładane na kołki formy i dociskane do tej ostatniej klinami stalo-



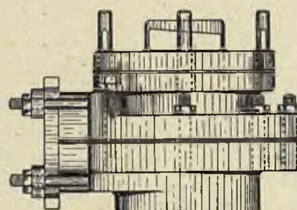
Fot. 4.

wemi. Przebieg odlewu jest następujący. Panewki oczyszczone i pobielone od strony wylania wkłada się do łubków (2), te zaś ostatnie do formy (1). Należy zauważyć, że łubki celem łatwiejszego wyjmowania po wykonanym odlewie winny posiadać na stronie zewnętrznej lekką zbieżność np. 1:25. Po napełnieniu formy roztopionym białym metalem, zakłada się uszczelkę azbestową i pokrywkę, dociskając ostatnią do formy klinami. Następnie otwieramy zawór (6) i powoli pogrążamy cały przyrząd w naczyniu z wodą chłodzącą.

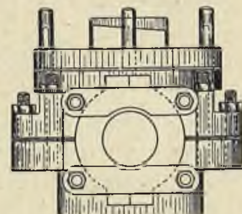
Bardziej skomplikowanym jest przyrząd do wylewania głowic korbowodowych. Forma nie stanowi już całości jak dla zwykłych panewek, lecz składa się z dwóch części zasadniczych z uszczelką azbestową pomiędzy niemi, połączonych śrubami. Trzeba zaznaczyć, iż nieodzownym



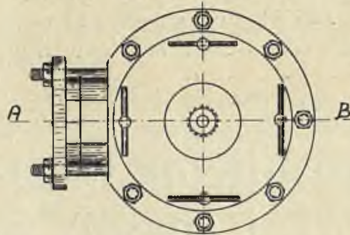
Widok z boku



Widok z przodu



Widok z góry



Forma do odlewania panewek korbowodów dla silników Hispano Suiza.

warunkiem dobrego odlewu jest bezwzględna szczelność formy. Najmniejsza nieszczelność powoduje nie tylko wytrysk białego metalu lecz i przerywanie się sprężonego powietrza przez biały metal do nieszczelnego miejsca. Na skutek tego zahamowany nawet przez gwałtowne chłodzenie wytrysk nie ratuje odlewu, zawierającego wówczas olbrzymie pęcherze przerywającego się powietrza. Z tego względu połówki formy dla korbowodu pomimo uszczelki azbestowej na

płaszczyźnie podziału posiadają specjalną uszczelkę dławicową na wychodzącej z formy szyjce korbowodu. Sama uszczelka składa się z nawiniętego na szyjkę korbowodu sznurka azbestowego, wchodzącego w odpowiednie zagłębienie w połówkach formy. Sznurek ten dociskany jest do dna zagłębienia i szyjki korbowodu przez dwudzielną dławicę i jarzmo, składające się z dwóch drążków dociskanych do dławicy przez cztery śruby z nakrętkami. Fotografje 3-cia i 4-ta przedstawiają przyrząd do wylewania głowicy korbowodu częściowo zdemontowany, i po dokonanym odlewie, podany zaś rysunek konstrukcyjny, — szczegóły niewidoczne na fotografji. Po skręceniu śrub łączących połówki i dociskających dławicę należy założyć jeszcze niebielone paski żelazne między stykami panewek, aby ułatwić rozdzielenie ich po dokonanym odlewie. Przy korbowodach styki panewek są tak wąskie, iż paski dzielące należy jeszcze umocować w korpusie formy nacinając odpowiedni rowek na ściance korpusu. Dalsza procedura odlewu jest identyczna z odlewami panewek zwykłych. Na zakończenie przytoczę dla osób mniej obeznanych z techniką wylewania panewek reguły ogólne, zachowanie których jest nieodzowne dla otrzymania dobrego odlewu.

Usuwanie z panewek starego stopu.

Dla panewek mosiężnych usuwanie może być dokonywane przez bezpośrednie podgrzanie lampą benzynową. Dla panewek stalowych celem uniknięcia paczenia się tychże, metal zużyty wytapiamy przez zanurzenie panewki w tyglu z roztopionym starym metalem łożyskowym. Wyjętą panewkę należy starannie oczyścić z resztek metalu twardą szczotką ryżową.

Bielenie panewek.

Przed pobieleniem panewki celem oczyszczenia z tłuszczów i innych zanieczyszczeń zanurzyć należy na parę minut do wrzącego roztworu 6% ługu sodowego. (Na OH) i starannie wypłukać we wrzącej wodzie. Dla dalszego oczyszczenia z tlenków i zendry zanurzyć panewkę na przeciąg 1 godziny w rozcieńczonym kwasie solnym. Bezpośrednio potem zanurzamy panewkę na 5 min. w wodzie lutowniczej o składzie według jednej z następujących recept (według Zakładów „Skody").

1. Chlorek cynku 50%, salmiak 49%, fluorek 1%, rozpuszczone w wodzie aż do nasycenia.
2. 1 litr wody, 0,57 ltr. kwasu solnego, 0,56 kg. salmiaku i 0,49 kg. chlorku cynku.

Natychmiast potem zanurzyć panewkę na pół minuty do stopu 70% cyny i 30% ołowiu, o temperaturze 230—240° C. Jest to temperatura nie wiele wyższa od temperatury topnienia tego stopu.

Po wyjęciu delikatnie usunąć nadmiar szczotką ryżową zanurzyć jeszcze raz w wodzie lutowniczej i wypłukać w wodzie bieżącej. W ten sposób przygotowaną panewkę zakładamy do formy odlewniczej. Przed zalaniem należy formę wraz z włożoną do niej panewką podgrzać, najlepiej w naczyniu z roztopionym starym metalem. Świeży biały metal topić tylko w takiej ilości jaka jest potrzebna do jednorazowego użytku. Przy przetapianiu kilkakrotnem jest prawie niemożliwie uniknąć utleniania się międzykrysztąłkowego i związanej z tem wady odlewu opisanej na początku art. pod p-ktem 3. Z tego też względu dodatek wiórów otrzymywanych przy wytaczaniu panewek jest albo wogóle niepożądany albo dopuszczalny najwyżej do 20%. Nawet przy jednokrotnem topieniu należy chronić powierzchnię topionego metalu od utlenienia zapomocą warstwy zmielonego suchego węgla drzewnego. Węgiel mokry nie tylko nie zabezpiecza od utlenienia lecz nawet mu sprzyja. Topienie dla wylania niewielkiej ilości panewek można uskuteczniać bezpośrednio w łyżce odlewniczej zanurzonej w tyglu z roztopionym starym metalem. Łyżkę należy zaopatrzyć w pokrywkę z dzióbkiem nad zlewem łyżki, celem zatrzymania w łyżce zendry i węgla pływającego po powierzchni. Bezpośrednio po zalaniu formy założyć pokrywę ze zbiorniczkiem. Pokrywę przed założeniem podgrzać lampą lutowniczą, gdyż chłodna pokrywa zbyt szybko studzi powierzchnię metalu, a tworząca się na skutek tego skorupa przeszkadza wydzieleniu się pęcherzyków gazu. Po założeniu pokrywy i wpuszczeniu do formy sprężonego powietrza, należy natychmiast chłodzić formę od dołu dzięki czemu otrzymujemy drobniejszą krystalizację stopu i lepsze jego własności.

Inż. WITOLD SOCHACKI

Zjawisko oszronienia w gaźnikach silników lotniczych i sposób walki z niem

Zjawisko oszronienia w gaźnikach lotniczych powstaje w chwili, gdy temperatura wewnątrz komór dyszowych spadnie poniżej 0°. Wówczas drobne kropelki pary wodnej, zawieszone w powietrzu, skroplą się, tworząc mniej lub więcej obfity szron. Szron częstokroć pokrywa grubą warstwą przepustnicę gaźnika tak, że dalsze sterowanie staje się bardzo trudnem lub nawet niemożliwem.

Oszronieniu ulegać również mogą dysze w których, jak wiemy, znaczna szybkość przepływu powietrza, osiągając 80 do 100 metrów na sekundę, powoduje bardzo aktywne parowanie paliwa. Tworzenie się szronu powoduje spadek mocy danego silnika oraz wzbogacenie się mieszanki paliwowej.

Postarajmy się określić ten stopień wilgotności powietrza, przy którym powstaje zjawisko oszronienia.

Ciśnienie pary wodnej, wyrażone w mm. słupa

rtęci i przedstawione jako pewna funkcja temperatury, da się wyrazić z dostatecznem przybliżeniem przez wzór Tredgold'a: w mm. słupa rtęci.

$$F = \frac{10\ (t + 75)^6}{85^0}$$

Oznaczmy przez:

H..... ciśnienie atm. w mm. słupa Hg.

F...... „ pary wodnej w mm. słupa Hg.

δ ciężar właściwy powietrza przy 0^0 i 760 mm.

$\triangle$ gęstość pary wodnej w stosunku do powietrza (przyjmując 0,623).

Wówczas ciężar wody, zawarty w m^3 powietrza wilgotnego (nasyconego) określimy przez wzór:

$$p_1 = \delta \frac{1}{1 + \alpha t} \cdot \frac{F}{H} \triangle$$

natomiast dla stopnia wilgotności k otrzymamy:

$$p'_1 = \delta \frac{1}{1 + \alpha t} \cdot \frac{k \,.\, F}{H} \triangle$$

co inaczej określi się wprost równością:

$$p'_1 = k \,.\, p_1.$$

W wypadku obniżenia się temperatury otaczającego powietrza o 15^0 z powodu parowania, para wodna po części się skropli i będziemy mieli powietrze wilgotne przy temperaturze:

$$t - 15^0$$

Wobec czego ciężar wody, zawartej w 1 m^3 powietrza wilgotnego i przy temperaturze t — 15^0 będzie:

$$p_2 = \delta \frac{1}{1 + \alpha (t - 15^0)} \cdot \frac{1}{H} \cdot \frac{10\ (t - 15 + 75)^6}{85} \triangle$$

Aby uniknąć przykrego zjawiska oszronienia należy dążyć do zachowania równości

$$p'_1 = p_2$$

czyli po podstawieniu:

$$\frac{1}{1 + \alpha t} \cdot k \,.\, 10 \frac{(t + 75)^6}{85} = \frac{1}{1 + \alpha (t - 15)} \cdot 10 \frac{(t - 15 + 75)^6}{85}$$

Dla różnych wartości temperatur t dało się obliczyć odpowiadające im wartości stopnia wilgotności k:

temperatura	spółczynnik k
+ 15^0	0,375
+ 10^0	0,338
0^0	0,277
— 10^0	0,237
— 20^0	0,163
— 30^0	0,097
— 40^0	0,040

Otrzymane wyniki pozwalają wyprowadzić pewne wnioski, a mianowicie:

1) gdy temperatura wessanego powietrza jest wyższą od 15^0 C nie zachodzi obawa oszronienia w gaźniku, jakikolwiekby nie był stopień wilgotności „k".

2) gdy temperatura wessanego powietrza będzie niższą od 15^0 C oszronienie w gaźniku staje się funkcją stopnia wilgotności „k" w chwili, w której przeprowadzać będziemy daną próbę, czyli ma miejsce wówczas, gdy stopień wilgotności „k" staje się wyższym od wartości podanych w powyższej tabelce.

Skłonność do oszronienia zostaje więc spowodowaną: z jednej strony przez temperaturę powietrza otaczającego silnik samolotu, z drugiej natomiast zależy od stopnia nasycenia powietrza parą wodną.

Wyżej wspomnieliśmy, że zjawisko oszronienia zachodzi li tylko wówczas, gdy temperatura otoczenia stała się niższą od 15^0 C. Jednak, w imię ścisłości, dodać należy, że stać się możemy świadkami oszronienia nawet przy temperaturze otaczającego powietrza wyższej od 15^0 C., a mianowicie wówczas, gdy mieszanka paliwowa, zasilająca silnik, stała się niejednorodną z punktu widzenia rozdziału cząsteczek paliwa w ogólnej masie strumienia powietrznego. Dodać również należy, że przy danym ciężarze gatunkowym parującego paliwa, obniżenie się temperatury będzie tem mniejsze, im masa powietrza, biorącego udział w procesie będzie większą, czyli, gdy mamy, ogólnie biorąc, mieszankę ubogą.

Nasuwa się więc samo przez się pytanie: jakie są sposoby walki z tem tak zdradliwem i niedogodnem zjawiskiem. Dziś takich sposobów mamy tylko dwa:

1. Silne ogrzewanie samego korpusu gaźnika (oczywista i przedewszystkiem jego komory lub jego komór dyszowych).
2. Ogrzewanie zasysanego przez silnik powietrza.

Ogrzewanie korpusu gaźnika:

Oczywista, że podgrzewanie korpusu gaźnika będzie tem wyższe, im większą staje się normalna wysokość lotu samolotu. Czynnikami ogrzewającymi będą tu:

1) woda chłodząca cylindry silnika,
2) oliwa,
3) gazy uchodzące z rury wydechowej,
4) ciepłe powietrze omywające cylindry w wypadku silnika chłodzonego powietrzem.

Postaram się rozpatrzeć te sposoby ogrzewania gaźników, podane powyżej, w ramach dzisiejszego artykułu.

1) Ogrzewanie wodą chłodzącą odbywa się przy wysokiej temperaturze czynnika. Jest to sposób najstarszy i najbardziej używany jako bardzo wygodny i prosty. Gaźnik zostaje wówczas zaopatrzony w podwójne ścianki, pomiędzy któremi przepływa czynnik ogrzewający (woda). Woda ta postępuje z komory wodnej silnika z miejsca, gdzie jest najgorętszą przez odpowiedni rurociąg do komór gaźnika, skąd dopiero zostaje skierowaną do pompki ssącej instalacji chłodzącej silnika samolotowego. Ilość wody przepływającej jest regulowana za pomocą zwykłego kurka i częstokroć sterowanego bezpośrednio przez pilota lub jego mechanika.

System ten jednak nie daje nam pełnej niezawodności ruchu, która szczególnie występuje przy starcie samolotu.

2) Sposób ogrzewania oliwą jest stosowany li tylko w silnikach chłodzonych powietrzem. Podgrzewanie jednak jest mało energiczne lecz bardzo długie, bowiem mamy tu nieznaczną różnicę temperatur pomiędzy przedmiotem ogrzewanym (korpus gaźnika lotniczego), a czynnikiem ogrzewającym (oliwą). Zaletę natomiast stanowi to, że chłodzenie oliwy może być bardzo wydajne.

3) Sposób podgrzewania korpusu gaźnika gazami wydechowemi — jest bardzo energiczny, w przeciwstawieniu do sposobu opisanego poprzednio. Zważyć bowiem należy, że temperatura wydyszyn silnika lotniczego wynosi około 800^0, a przy źle dobranym gaźniku, bywają wypadki, osiąga nawet 1000 — 1100^0 C, czyli, że właściwy efekt podgrzewania da się odczuć już niemal po pierwszych wybuchach silnika. System ten posiada jednak tę złą stronę, że nie pozwala na zmagazynowanie ciepła, co daje się szczególnie silnie odczuć przy gwałtownych zrywach w silniku, następujących po dłuższem planowaniu samolotu na małym gazie.

Z powyższych powodów system ten nie cieszy się większem powodzeniem np. w naszem lotnictwie wojskowem oraz francuskiem. Chcąc otrzymać dobre wyniki przy zastosowaniu tego systemu należy wprowadzać takie udoskonalenia, które usunęłyby niebezpieczeństwo pożaru. W obecnym swym rozwoju technicznym nadaje się on najlepiej i najbardziej do silników układu cylindrów gwiaździstego, przy których sama instalacja do ogrzewania staje się łatwiejszą do urzeczywistnienia i zmontowania.

4) Chcąc zapobiec zjawisku oszronienia komory dyszowej gaźnika lotniczego, ogrzewanie powietrza, zasysanego przez silnik, winno być tak przeprowadzane, aby mieszanka paliwowa posiadała tę samą temperaturę, co powietrze wessane, innemi słowy podgrzewanie powietrza winno wyrównać spadek temperatur, który został spowodowany parowaniem paliwa.

System opisany był stosowany na samolotach Nieuport 29C$_1$ przy silnikach, których, komora powietrzna, zainstalowanego gaźnika, była ogrzewana wodą jest to system Lablin, albo też oliwą jak przy systemie Solex.

Sposób podgrzewania komory powietrznej przez gazy wydechowe jest jednak najbardziej racjonalny.

Między innemi system ten był zastosowany na silniku samolotu Lindbergh'a przy jego historycznym przelocie przez Atlantyk, przyczem dodać należy, że u Lindbergh'a mieliśmy nawet regulację intensywności podgrzewania.

Ogrzewanie komory powietrznej przez gazy wydechowe zaczyna się coraz bardziej rozpowszechniać na samolotach wojskowych — bombardujących.

Celowem więc będzie zająć się nieco, na zakończenie, samą komorą powietrzną silnika lotniczego oraz jego gaźnika, by temat całkowicie wyczerpać.

Dostarczenie gaźnikom lotniczym powietrza jest i dziś jeszcze problemem bardzo ciężkim, co do którego nie mamy jeszcze ścisłych rozważań i danych. Samo położenie tego przyrządu pokarmowego na silnikach lotniczych zmusza często konstruktorów silników lotniczych do stosowania wydłużonych komór ssących o kształtach nieraz bardzo zawiłych, trudnych do odlewu.

Przekrój komory jest zazwyczaj określony przez wymiary dolnej kryzy gaźnika nie powinien być jednak mniejszy od czterokrotnego przekroju dyszy, dającej moc maks. silnika. Gdy zastosowaliśmy gaźnik o dwu dyszach, należy wziąć 4-krotny przekrój obu dysz. Komora powietrzna musi mieć taki kształt, aby usunięcie kondensatu paliwa było łatwe i jeżeli koniecznem się staje utworzenie najniższego punktu należy przewidzieć rurkę odwadniającą benzynę. Ażeby zmniejszyć ryzyko pożaru komory powietrznej, winny uchodzić nazewnątrz osłony silnika i koniecznie w sferze nadciśnienia, skierowane zawsze ku przodowi.

W miejscu złączenia się z karburatorem, rura powietrzna powinna posiadać część prostą od 60 do 70 mm. długą, której oś musi się pokrywać z osią główną gaźnika.

Przy gaźniku dwudyszowym pożądanym będzie podział rury powietrznej na dwie części. Gdy silnik lotniczy jest zasilany dwoma gaźnikami, dopływ do każdego winien być w sferze jednakowego ciśnienia, przez co unikamy nadmiernej wibracji.

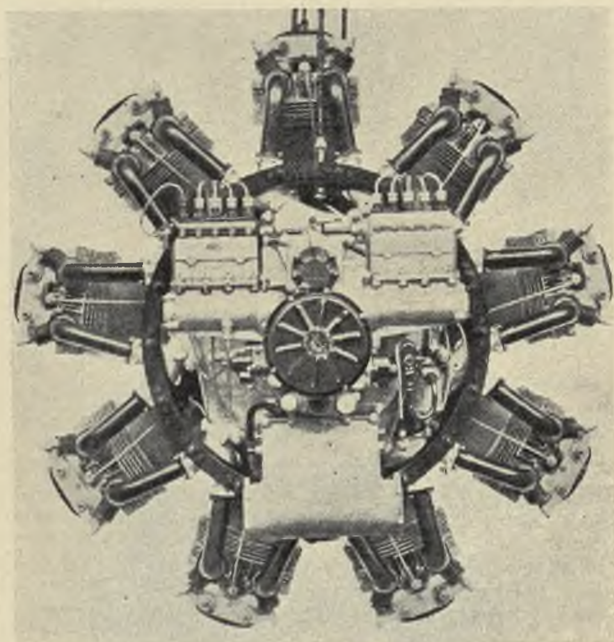
Jeżeli gaźniki zasysają ze sfery niespokojnej, jak to ma miejsce w samolotach dwu lub wielomotorowych, zasilanie gaźnika staje się szczególnie trudnem. Chcąc uzyskać tłumienie wibracji wewnątrz rury powietrznej, stosujemy zazwyczaj siatkę metalową, umieszczaną przy wlocie do komory powietrznej.

Chcąc uniknąć straty ciśnienia w kierunku zmniejszenia przekroju, siatka winna otrzymać formę stożkową, ostrzem na zewnątrz.. Jeśli podczas prób silnika zauważy się złe funkcjonowanie gaźnika, to powodem tego, w większości wypadków, będzie zły przekrój rury powietrznej i na to głównie należy zwracać baczną uwagę badając kształty strumieni przepływowych powietrza.

Kronika lotnicza

ANGLJA.

BRISTOL „PHOENIX". Po przeszło siedmioletnich badaniach, przeprowadzonych w warsztatach doświadczalnych, firma Bristol Aeroplane Co wykończyła ostatecznie silnik na paliwa ciężkie Phoenix. Nad samym cylindrem, a w szczególności głowicą tegoż, pracowano przez pięć lat, stwarzając cały szereg próbnych silników jednocylindrowych. Niektóre z cylindrów posiadają pokaźną ilość, 1500 godzin pracy. Silnik Phoenix jest silnikiem gwiaździstym, dziewięciocylindrowym, chłodzonym powietrzem, który dla prób w locie, wmontowano na płatowiec Wapiti. W ogólnym układzie Phoenix przypomina Pegasus'a, po którym zresztą odziedziczył litraż. Na hamowni, przed próbami w locie silnik przeszedł bez defektu 200 godzin. Dane charakterystyczne Phoenix'a są następujące: pojemność sumaryczna — 28,7 l., moc. max. — 400 KM., moc użyteczna przy 1.900 obr/min. — 300 KM., waga brutto — 448,5 kg., średnica obrysu 1,34 m. (czyli o 5 cm mniej, niż Pegasus).



Silnik Bristol Phoenix.

FRANCJA.

TOW. GNÔME ET RHÔNE INTERESUJĘ SIĘ MAŁYMI SILNIKAMI. Znane fabryki silników lotniczych, Gnôme et Rhône, które od pierwszych i nieudolnych kroków lotnictwa, są stałym czynnikiem rozwoju i postępu tegoż, zainteresowały się ostatnio silnikami słabej mocy. Na skutek memorjału, który w obszernem streszczeniu podaliśmy w zeszłym numerze, i rozmów przeprowadzonych z delegatami A. E. T. A. pp. Massenet i Jarland w fabryce przy bulwarze Kellermana, zajęto się gorączkowo pracą nad stworzeniem silników 25 i 15 KM. Daje to dowód, iż po pewnej przerwie znów w lotnictwie jest aktualna sprawa obniżenia mocy silnika, a z tem polepszenia strony ekonomicznej użytkowania samolotu.

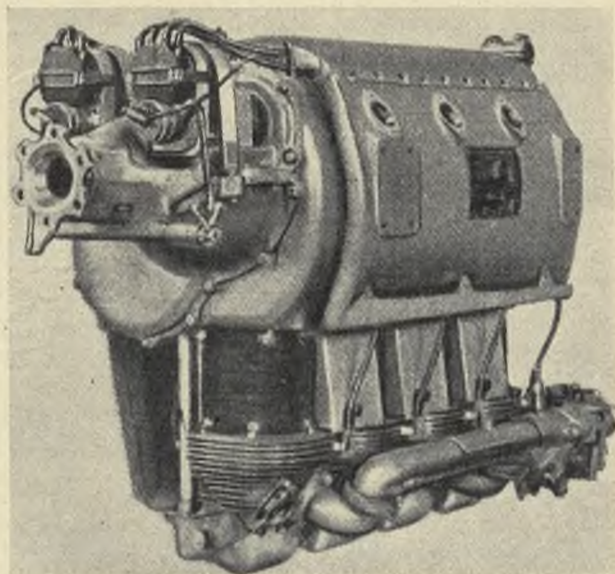
Jednocześnie wyżej wspomniana fabryka jest zajęta obecnie przeróbką swego silnika motocyklowego flattwin 600 cm³ dla celów lotniczych. Silnik zaopatrzony jest w reduktor i rozwija około 20 KM. Sądzimy, iż w najbliższym czasie będziemy mogli podać więcej szczegółów i danych konstrukcyjnych.

RENAULT 350 KM. Silnik gwiazdowy 9-cio cylindrowy z kompressorem Renault, który ostatnio przechodził homologację, ukończył ją, jak też i próby fabryczne, bez najmniejszego defektu.

Dane charakterystyczne silnika są następujące: średnica cyl. 140 m/m, skok 150 m/m., ogólny litraż 20.7 l., moc normalna przy 1900 obr./min. — 350 KM, ekwiwalent mocy 435 KM. Wał korbowy składa się z dwuch części połączonych podobnie jak u Jupiter'a, i opiera się na trzech łożyskach. Cylindry są stalowe i mają nakręcone na gorąco aluminjowe głowice. Kompressor wytwarza lekkie nadciśnienie na ssaniu, utrzymując moc do wysokości 2 500 m. Turbinka kompressora wykonywa około 15.000 obr./min.

NIEMCY.

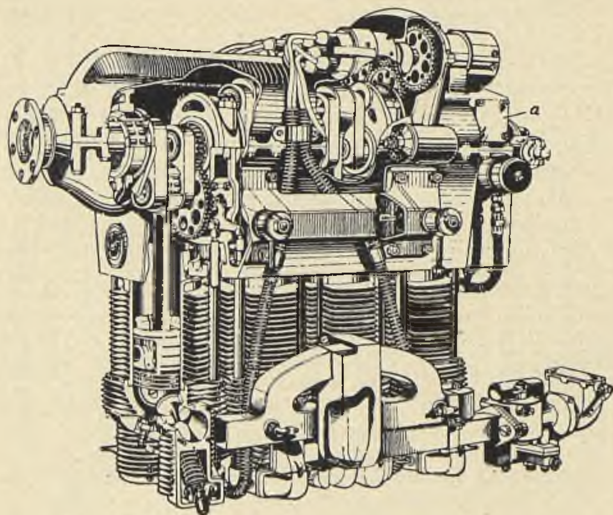
ARGUS As 8. Pierwsza serja silników typu As 8 posiadała moc użyteczną 80 KM przy 1400 obr./min. Druga serja przy której moc maks. podniesiono do 100 KM przeszła przez szereg udoskonaleń i do niej należą silniki w specjalnym wykonaniu (moc maks. 110 KM), które zajęły 3 pierwsze miejsca w Challenge'u 1930 r. Trzecia serja posiadała moc użyteczną 90 KM przyczem moc maks. przy 2100 obr./min. wynosiła 110 KM. Silniki trzeciej serji w specjalnem wykonaniu o mocy dochodzącej do 130 KM zajęły pierwsze miejsca w niemieckich zawodach okręgowych i italskim locie okrężnym w r. 1931. Ostatnie stadjum rozwoju silników As 8 przedstawia As 8 R, zbudowanego na Challenge 1932 r., którego wygląd zewnętrzny pokazuje nam załączony rysunek. Przy zachowanej wadze 125 kg. udało się podnieść moc użyteczną do 120—140 KM zaś maksymalną do 155 KM. Elektronowy karter uzyskał nowy rysunek, przyczem usunięto z pokrywy zbiornik ze smarem, przechodząc do koncepcji suchego karteru. Ciekawym również szczegółem budowy są podwójne skrzynkowe pomosty pod panewki wału korbowego, służące jako przeloty dla chłodzącego powietrza. Głowice odlane są z neonalium, przyczem ilość żeber chłodzących uległa wydatnemu zwiększeniu. Zarzucono przytem stosowanie tłoków Ricardowskich, powracając do koncepcji tłoku szklankowego, odlanego w kokili, i zaopatrzonego w trzy pierścienie uszczelniające i jeden zbiorczy. Pozatem zwiększono przekrój przewodów zasysających, powiększono skok wentyli i wzmocniono sprężyny, podnosząc jednocześnie stopień sprężania z 5,3 na 5,9.



Silnik Argus As 8.

HIRTH HM 60. Silnik ten w częściowych przekrojach podajemy na rysunku. Skutkiem zastosowania opatentowanego przez Hirtha sposobu łączenia wału korbowego, udało się zastosować wyłącznie łożyska rolkowe, nie wymagające dużych ilości przepływającego smaru i pozwalające na zastosowanie smarowania kompensacyjnego Boscha. Oczywiście ze względu na usunięcie działania chłodzącego smaru, zwrócono dużą uwagę na dokładne przewietrzanie karteru, pobierając nawet w tym celu z niego część zasysanego powietrza. Dwa krótkie wałki rozdzielcze, z których każdy na 2 cylindry, napędzane są od czołowych kół zębatych umieszczonych na wale korbowym. Ciekawem jest iż popychacze przechodzą przez śruby

łączące głowicę z karterem. Do silnika HM 60 zastosowano zapalanie bateryjne, oraz cały szereg części produkowanych dla przemysłu samochodowego, chcąc z jednej strony obniżyć cenę silnika lotniczego, z drugiej zaś przez bliską współpracę, uszlachetnić konstrukcję silnika samochodowego, tak aby powoli zatrzeć wyraźne granice pomiędzy obydwoma rodzajami. Głowice odlane są z glinu, tuleje cylindrowe z żeliwa przyczem ciekawy jest pierścieniowy rowek przy kołnierzu tuleji, służący jako kolektor



Silnik Hirth HM 60.

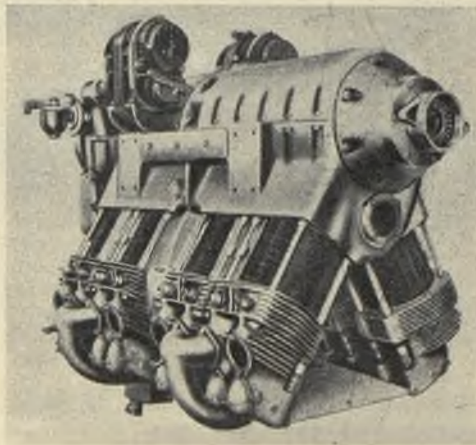
smaru, z którego smar czterema otworami dostaje się bezpośrednio na gładź. Tłoki Nelson - Bohnalite należą do zwyczajnie produkowanego typu dla przemysłu samochodowego, zaś korbowód ma cementowaną powierzchnię wewnętrzną stopy i głowy, na których bezpośrednio leżą łożysko szpilkowe bolca tłokowego i podwójne rolkowe wykorbienia. Pokrywa karterowa odlana jest z elektronu i niesie na sobie dynamo, cewkę w. nap. oraz rozdzielacz. Karburator należy do typu Sun - Register.

Obydwie, poprzecznie umieszczone, pompki Boscha napędzane są od wału korbowego przekładnią ślimakową i tłoczą smar ze zbiornika, wspólnym przewodem, do miejsc smarowanych. Z uwagi na zastosowanie łożysk rolkowych i prawie stale nieprzykryte przez tłok otwory w gładzi, pompka pracuje bez przeciwciśnienia. Smar po przejściu łożysk tłoczony jest pompką tłokową, napędzaną przez mimośród umieszczony na wale pompek Boscha, poprzez filter do zbiornika. W wypadku mrozów przewód ten jest przed filtrem krótko spięty wentylem redukcyjnym. Silnik zaopatrzony jest w rozrusznik korbowy o przekładni 1 : 6,7, obracający wał za pośrednictwem kół stożkowych. Pełna moc silnika wynosi 70 KM. przy 2150 obr./min. i wadze 80 kg.

HIRTH HM 150. Silnik ten został skonstruowany na zasadzie zdobytego na HM 60 doświadczenia, przyczem, ze względu na warunki Challenge'u 1932 r., moc podwyższono do 150 KM, podwajając ilość cylindrów ustawianych w V i powiększając ich średnicę.

Dla zmniejszenia oporu czołowego kąt między osiami cylindrów przyjęto 60°. W środku wału korbowego, między dwoma łożyskami tegoż, znajduje się ślepa część wału, na której można umieścić koło zębate reduktora, napędzające umieszczony w specjalnej pokrywie, pasującej do każdego silnika HM 150, wał zakończony piastą śmigła. Stożek, na którym osadzona jest piasta, złączony jest z wałem reduktora, albo korbowym zapomocą zazębienia czołowego Hirtha i może być bez zmian przenoszony. Przy stosowaniu redukcji, ilość obrotów podnosi się do 3000 obr./min., a moc do 200 KM. Silnik bez reduktora, zaopatrzony jest w tarczowy amortyzator drgań, który to amortyzator w wypadku stosowania przekładni może być wymontowany

ARGUS AS 10. Powstał z podwojenia AS 8 i posiada 8 cyl., ustawiany w V pod 90°. W normalnem wykonaniu rozwija przy 2000 obr./min. — 240 KM, zaś w specjalnem, przy 2150 obr./min. — 275 KM. Starano się zastosować prawie wszystkie części, produkowane na AS 8 i tym sposobem stworzyć tanio silnik dla większych platowców sportowych i małych komunikacyjnych. Przednia część karteru, odlana z elektronu, nosi przednie łożysko wału korbowego oraz mieści napęd wału rozdzielczego i, ustawionych poprzecznie, iskrowników. Tylna część karteru mieści urządzenia rozrusznikowe, napęd pompek benzynowych, licznika obrotów, oraz dynamo. Do rozruchu przewidziano w tylnej części wału rozdzielczego rozrząd ciśnienia oraz flanszę dla elektrycznego rozrusznika Eclipse. Dynamo Boscha posiada podwójną, w stosunku



Silnik Hirth HM 150.

DANE CHARAKTERYSTYCZNE SILNIKÓW ARGUS I HIRTH.

Nazwa	Rok budowy	Litraż	Pełna moc	Średnia szyb. tłok.	Średnie ciśnienie	Moc z litra	Waga kg	Waga kg/KM
As 8 serja 1	1929/30	6,333	90	6,53	9,14	14,2	123	1,37
As 8 „ 2	1930	6,333	100	7,7	8,6	18,8	123	1,23
As 8 „ 3	1931/32	6,333	110	9,8	7,45	17,4	123	1,13
As 8 „ 3	1932/33	6,333	120	9,8	8,1	19,0	123	1,05
As 8R	1932	6,333	155	11,0	9,37	24,5	125	0,80
As 10	1931	12,666	220	9,33	7,83	17,4	205	0,53
As 10C	1932/33	12,666	240	9,33	8,54	19,0	205	0,85
As 10 Spec.	1932/33	12,666	275	10,0	9,1	21,7	205	0,75
HM 60	1931/32	3,45	70	7,88	8,5	20,3	80	1,14
HM 150	1932	7,20	160	8,25	8,3	22,2	150	0,94

do wału korbowego, ilość obrotów i osiąga już przy 1125 obr./min. swą pełną moc i napięcie.

AWIONETKA „DKW Me V". Tani i przeznaczony dla popularyzacji sportu lotniczego samolot Mehra, o którym już zresztą pisaliśmy na tem samem miejscu, ma być wykonywany obecnie w dużych serjach. Konstrukcja płatowca jest całkowicie drewniana, zaś motor jest typu D. K. W. 600 cm.³, dwutaktowy, dwucylindrowy, 20 KM. Płatowiec rozwija szybkość spec. 120 km./g., 105 km./g. podróżną i 48 km./g. minimalną. Ciężar własny wynosi 220 kg., pożyteczny 120 kg., w sumie więc w stanie gotowości do lotu awionetka Mehra waży 340 kg.

SZWAJCARJA.

METALIZOWANE STALĄ TŁOKI ZE STOPÓW LEKKICH. Tłoki z metali lekkich, prawie wyłącznie stosowane ze względu na większe przewodnictwo cieplne, a co za tem idzie, intensywne chłodzenie denka, oraz mniejszą skłonność do tworzenia osadu i dopuszczalny wyższy stopień sprężania i obroty, znajdują dziś powszechne zastosowanie. Ich wadą jest mniejsza trwałość oraz inny spółczynnik rozszerzalności termicznej, niż dla tulei cylindrowej. Stopy aluminjum, posiadające współczynnik rozszerzalności, bliski do spółcz. rozsz. żeliwa, mają, niestety złe własności cierne. Obecnie po udoskonaleniu metody natryskiwania pistoletem elektrycznym Schoop'a udało się (Schweiz. Aero Rev. Kwiecień 1933) pokryć powierzchnie cierne tłoków z metali lekkich koszulką stalową. Metoda ta przy minimalnych kosztach, zwiększa kilkakrotnie odporność tłoka na zużycie.

Kronika sportowa

WYŚCIG 24-o GODZINNY W BELGJI. — Przy udziale 31 samochodów odbył się w dniach 1 i 2-gim lipca wyścig 24-o godzinny na znanym obwodzie szosowym we Francorchamps koło Spa w Belgji. Cały wyścig minął pod znakiem zdecydowanej przewagi zespołu włoskich samochodów Alfa-Romeo, które nie pozwoliły dojść do głosu przez całą dobę pozostałym współzawodnikom. Pierwsze miejsce zajęli w rezultacie kierowcy Chiron i Chinetti, przejeżdżając dystans 2806 klm. z przeciętną szybkością 117 klm/g., co stanowi nowy rekord konkursu. Drugie miejsce uzyskali kierowcy Sommer i Stoffel, z dystansem 2797 klm. W poszczególnych kategorjach wyniki były następujące:

Powyżej 4-ch litrów — 1. Narischkine i Trixi (Graham Paige) 2235 klm., przeciętna 93 klm/g.

4-y litry — 1. Desvignes i Mongin (Bugatti) 2431 klm., przeciętna 111 klm/g.

3-y litry — 1. Chiron i Chinetti (Alfa-Romeo) 2806 klm., przeciętna 117 klm/g.

2-a litry — 1. Jockens i Grisay (F. N.) 2354 klm., przeciętna 98 klm/g.

1100 ccm. — 1. Duray i de Gabardie (Amilcar) 2090 klm., przeciętna 87 klm/g.

GRAND PRIX RZEKI MARNY — Doroczne wyścigi o Grand Prix rzeki Marny odbyły się, po raz ósmy z kolei, na obwodzie szosowym w Reims, w dniu 2 lipca. Startowało 16 samochodów. Po zaciekłej walce zwyciężył słynny kierowca francuski Filip Etancelin na samochodzie Alfa-Romeo, przebywając dystans 400 klm. w czasie 2 godz. 45 m. 12,4 sek., ze znakomitą szybkością przeciętną 145 klm/g. O niezwykle zaciętej walce, jaka toczyła się podczas wyścigu, świadczy fakt, że następny zawodnik, Wimille na samochodzie Alfa-Romeo, ukończył wyścig z różnicą zaledwie jednej długości maszyny, a do celu doszły tylko 4 wozy.

WYŚCIG GÓRSKI NA WZNIESIENIU SUZA—MONT CENIS, rozegrany w dniu 2 lipca na przestrzeni 22 klm., wygrał Borzacchini na samochodzie Alfa-Romeo w czasie 15 min. 51,2 sek. Drugie miejsce zajął Varzi na Bugatti w czasie 16 min. 20 sek.

NA TORZE BROOKLAND — koło Londynu rozegrano w dniu 2 lipca wyścig 200 klm. pod nazwą British Empire Trophy. W wyścigu tym tryumfował znany kierowca Stanisław Czajkowski na samochodzie Bugatti, przed słynnym rekordzistą Kaye Donem, również na samochodzie Bugatti. Zwycięzca uzyskał szybkość średnią 199 klm/g.

NIEZWYKŁY WYCZYN „MAŁEJ ROZALJI". — Samochód Citroën „La Petite Rosalie", który od dnia 15-go marca r. b. krąży nieprzerwanie po torze autodromu Montlhery pod Paryżem, przebył do dnia 5 lipca olbrzymi dystans 250.000 klm. z szybkością przeciętną 93 klm/g. Niezmordowana „Mała Rozalja" nie zadowolniła się tym rekordem, lecz do dnia dzisiejszego w dalszym ciągu odbywa monotonną jazdę po cemencie paryskiego autodromu, pochłaniając dalsze kilometry i ustanawiając dalsze rekordy światowe.

W ostatniej chwili dowiadujemy się że samochód „Mała Rozalja" przejechał do dn. 27 lipca rb., przestrzeń 300.000 klm. i został zatrzymany z woli organizatorów tej imprezy. Bliższe szczegóły podamy w następnym numerze.

GRAND PRIX BELGJI. — Na obwodzie szosowym we Francor-champs odbyły się w dniu 9 lipca wyścigi o Grand Prix Belgji, w których uczestniczyło 12-tu zawodników. Zwyciężył bezkonkurencyjny Nuvolari, który startował tym razem na jednosiedzeniowym samochodzie Maserati. Zwycięzca przebył dystans 596 klm. w 4 godz. 9 min. 11 sek., z szybkością średnią 143,6 klm/g. Dalsze miejsca zajęli Varzi, Dreyfus i Lehoux, wszyscy na samochodach Bugatti.

WYŚCIGI MOTOCYKLOWE O GRAND PRIX NIEMIEC — odbyły się na torze Avus w Berlinie w dniu 9 lipca przy silnej konkurencji międzynarodowej. Zwyciężył niemiecki zawodnik Stelzer na motocyklu B. M. W., z szybkością średnią 166 klm/g.

GRAND PRIX DIEPPE. — W dniu 16 lipca odbyły się na obwodzie szosowym koło miasta Dieppe we Francji 3-godzinne wyścigi samochodowe, w których wzięło udział 19 zawodników. Zwyciężył Lehoux na samochodzie Bugatti, przebywając dystans 387 klm. z szybkością średnią 129 klm/g. Drugie miejsce zajął Dreyfus na samochodzie Bugatti. W kategorji poniżej 2-ch litrów tryumfował Czajkowski, również na samochodzie Bugatti, który przebył dystans 367,5 klm. z szybkością średnią 122,5 klm/g. Drugie miejsce w tej kategorji uzyskał lord Howe na samochodzie Delage, a trzecie miejsce znany z naszego wyścigu lwowskiego kierowca Veynon na samochodzie Bugatti.

Przed wyścigiem samochodowym odbyły się w tymże dniu wyścigi o Grand Prix Francuskiego Związku Motocyklowego. Zakończyły się one jeneralnym sukcesem anglików, którzy zdobyli pierwsze miejsca we wszystkich kategorjach. Wyniki były następujące:

Kat. 500 ccm. — 1. Hunt (Norton) 260 klm. w 2 godz. 9 min. 40,4 sek., przeciętna 120 klm/g.

Kat. 350 ccm. — 1. Simpson (Norton) 244 klm. w 2 godz. 8 m. 9 sek., przeciętna 114 klm/g.

Kat. 250 ccm. — 1. Manders (Rudge) 228 klm. w 2 g. 7 m. 45,8 sek., przeciętna 107 klm/g.

Kat. 175 ccm. — 1. Fernihough (Excelsior) 195 klm. w 2 g. 8 m. 24,4 sek., przeciętna 91 klm/g.

Kronika zagraniczna

ANGLJA.

KAUCZUKOWA NAWIERZCHNIA „DUNLOP". Znana angielska firma Dunlop realizuje — nienowy zresztą — pomysł kauczukowej nawierzchni drogi. Zasada przewodnia jest odwrotna do dotychczasowej: zamiast ogumiać koła pojazdów — ogumiamy jezdnię. W ten sposób uzyskujemy 100% gwarancję ciszy na jezdni, bez jakichkolwiek ograniczeń dla pojazdów.

Sposób wykonania nawierzchni jest podobny do wykonania bruku z kostki drewnianej. Głównym elementem składowym jest prostopadłościan kauczukowy (bez jednej ściany) o wymiarach, w przybliżeniu, podwójnej kostki drewnianej. Takie formy kauczukowe można wypełniać betonem szybko krzepnącym, dopiero na miejscu układania bruku, tak, że transport nie jest uciążliwy. Wymianę kostek zużytych uskutecznia się łatwo i podobnie do takiejże operacji przy bruku drewnianym. Układanie tych „ogumionych" kostek odbywa się na podłożu plastycznem, podobnie jak innych bruków. Łatwo zauważyć, że taki bruk stanowić może dobry amortyzator drgań jezdni, tak szkodliwych dla fundamentów domów.

FRANCJA.

WALNE ZEBRANIE STOW. INŻ. SAMOCH. W PARYŻU odbyło się w dniu 20 czerwca, pod przewodnictwem p. M. Gondard. Po przedstawieniu kwitnącego stanu Stowarzyszenia, liczącego w chwili obecnej 1310 członków, p. przewodniczący udzielił głosu czterem prelegentom, pp. Bronnier'owi, Prévost'owi, Kaplan'owi i Grebel'owi, którzy omawiali kwestię karburacji przy dużym udziale procentowym alkoholu. Zagadnienie wyrugowania benzyny, jako zbyt kosztownego środka napędowego, zwłaszcza dla silników, przeznaczonych do samochodów przemysłowych, jest przedmiotem nader intensywnych studjów i prób we Francji.

NOWE PODWOZIE CIĘŻAROWE PANHARD. Udźwig do 3.300 kg.; rozstęp kół przednich 1.742 mm., rozstęp kół tylnych 1.750; skręt maksymalny kół przednich 45°, co stanowi w praktyce granicę możliwości. Tylne półośki całkowicie odciążone. Tylny most sztywny, wyposażony jest w dyferencjał z reduktorem; napęd dyferencjału przez koła stożkowe - śrubowe, koła reduktora czołowe śrubowe. Rozstęp osi 3725 mm. Cztery szybkości ciche.

Silnik: 4 cyl. 89x103 o pojemności skokowej 2563 cc^3, dwusuw. Silnik ten odbył Tour de France (ca. 5.000 klm.) na mieszance Nobel, zestawionej przez d-ra Germe, o składzie: 50% alkoholu, 25% benzolu i 25% oleju smołowego. Jest to mieszanka antydetonacyjna. Silnik pracuje na niej ze stopniem sprężania 9.

Podwozie to zostało ochrzczone dziwaczną nazwą „Zuroc". Można je karosować jako ciężarówkę otwartą, furgon, lub autocar na 23 miejsca; w tym wypadku przedstawia on długość całkowitą 5650 m/m.

NIEMCY.

Świetne wyniki Włochów w zakresie rozbudowy dróg, a zwłaszcza autostrad, skłoniły rząd Rzeszy do zaproszenia do Berlina znakomitego ich budowniczego, senatora inż. Puricellego; inż. Puricelli przedstawił swój projekt wielkiej autostrady, długości około 1000 klm., z Medjolanu przez Szwajcarję do Hamburga. W związku z powyższem, niemiecki minister pracy M. Seldte zwiedzał autostrady i drogi w Lombardji. Są to wszystko studja przygotowawcze do wykonania wielkiego planu budowy sieci dróg i autostrad o długości ca 4800 klm. w Niemczech, przyczem mają znaleźć pracę tysiące bezrobotnych.

Niemieckie koleje państwowe wybudowały ośmioosiową, dwudzielną niską platformę z łamanemi osiami, na której można przewozić wagony kolejowe. Umożliwia to podstawienie wagonów kolejowych bezpośrednio pod odpowiednie magazyny i t. p. fabryk, bez kosztownego i kłopotliwego przeprowadzania toru kolejowego. Dzięki rozłożeniu ciężaru na 16 kół, nacisk jednostkowy na jezdnię wypada mniejszy, niż od kół dużego samochodu ciężarowego. Zdolność przystosowywania się platformy do nierówności drogi jest podobno, dzięki łamanym osiom, zdumiewająca.

ITALJA.

MOST DO WENECJI. Jako ważną wiadomość dla międzynarodowego turyzmu samochodowego, możemy zanotować otwarcie mostu na laguny Wenecji. Jak silnie dawała się odczuć jego potrzeba, może świadczyć fakt, że w ciągu pierwszego tygodnia po otwarciu przebyło go 4000 samochodów włoskich i zagranicznych. Budowa tego mostu o długości 4 klm. i 227 przęsłach, trwała tylko 21 miesięcy; szerokość jezdni wynosi 17,5 m., chodnika 2,5 m, wreszcie pas przeznaczony dla rowerzystów 2,5 m; łączna szerokość 22,5 m. Regularną komunikację przez most utrzymują trolleybusy. W samej Wenecji przewidziano plac Rome o pow. 30000 m^2 dla zatrzymywania się samochodów, przybyłych na krótko; pojazdy kołowe, jak wiadomo, nie mogą zwiedzać tego miasta.

Wymieniony plac jest zasłonięty, dla oczu przybywających do miasta, kompleksem starych domów, ażeby zachować charakter miasta jako cichego. Przy placu tym buduje się wielki garaż dla samochodów, zatrzymujących się dłużej, który może narazie schronić 200 samochodów na samym parterze; lecz już w październiku 1933 r. będzie mógł pomieścić 2000 samochodów na pięciu piętrach.

W konsekwencji, buduje się m. in., autostradę Padwa — Wenecja o długości 34 klm., która umożliwi przebywanie tej odległości w 30 minut, to jest około 20 minut krócej, niż dotychczasową drogą. Na wszelkich skrzyżowaniach z innemi drogami są dla autostrady przerzucone przęsła lub przeprowadzone podkopy, co jest charakterystyczne dla autostrad, uzyskujących w ten sposób prostolinijność i niezależność ruchu. Również przerzucono specjalny most o długości 17 m. przez Brentę.

STANY ZJEDNOCZONE.

ŚRUBY - GWINTOWNIKI. Firma Parker - Kalon Corp. New - York, wypuściła ostatnio nowy typ śrub wkrętek. Są to wkrętki hartowane, które można wkręcać bezpośrednio w otwory wywiercone na średnicę wewnętrzną gwintu, gdyż zwoje są ukształtowane tak, jak u gwintownika, a więc same nacinają sobie gwint.

Nadają się one dobrze do przykręcania np. blach do części żeliwnych oraz mogą być wkręcane w mosiądz, bronz i lekkie stopy. Wykonywa się je w wielkościach, aż do ½". Oczywiście są wyposażone tylko w sześciokątne łby, gdyż do przykręcania ich potrzeba większej siły. Pozatem nie wymagają nagół zabezpieczeń przeciw odkręcaniu, gdyż sam sposób wkręcania gwarantuje ich trwałe osadzenie.

OKÓLNIK

do P.P. Członków Stowarzyszenia Techników Polskich w Warszawie.

Związek Polskich Zrzeszeń Technicznych zamierza zorganizować w pierwszej połowie września r. b. (w dniach 7—15 września) wielką reprezentacyjną WYCIECZKĘ autocarami Państwowych Zakładów Inżynierji do WIEDNIA na uroczystości obchodu 250-letniej rocznicy odsieczy Wiednia w dniach 12—13 września.

Koszt 9-ciodniowej wycieczki nie przekroczy 170 zł. od osoby (przejazd, zwiedzanie, wyżywienie, hotele i paszporty).

Prócz zwiedzania miast po drodze na trasie wycieczki przewidziana jest z Wiednia wycieczka do Semmeringu.

W celu ustalenia liczby uczestników i ilości potrzebnych autocarów uprasza się o niezwłoczne, najpóźniej do dnia 5 sierpnia r. b., zapisywanie się na wycieczkę z podaniem ilości osób w Kancelarji S-nia w godzinach 9—15 (tel. 609-18).

(dokończenie ze str. 218).

nacja paliwa porównawczego. Wpływ temperatury mieszanki jest trudniejszy do określenia, gdyż z podniesieniem temperatury podnosi się szybkość posuwu płomienia zmniejsza się czas spalania i podnosi się temperatura, jaką ma mieszanka przed zapaleniem. Podniesienie temperatury wywołuje u wszystkich paliw większą skłonność do detonacji, lecz wartość detonacyjna paliw o wielkiem opóźnieniu będzie wyższa, ze względu na wpływ szybszego posuwu płomienia. Zachowanie się paliwa z domieszką tetraetylu ołowiu jest bardziej skomplikowane, albowiem działanie domieszki polega na działaniu jego rozłożonych składników.

Powyższe uwagi muszą być uważane za próbę wytłumaczenia dotychczasowych sprzeczności i jako takie nie mogą być uważane za zupełnie pewne.

Warunki prenumeraty: rocznie 10 zł; półrocznie 5 zł. Prenumeratę należy wpłacać do PKO na konto Koła Samochodowego Nr 10770, zaznaczając na blankiecie wpłatowym: Prenumerata „Techniki Samochodowej"

Redakcja i Administracja „Techniki Samochodowej": Warszawa, ul. Czackiego 3/5 (Stowarzyszenie Techników). czynna codziennie od godz. 10—14, oraz we wtorki, czwartki i soboty w godz. 18—20. Tel. Nr. 609-19.

Zakłady Graficzne E. i D-ra K. Koziańskich w Warszawie, Krakowskie-Przedmieście 66.